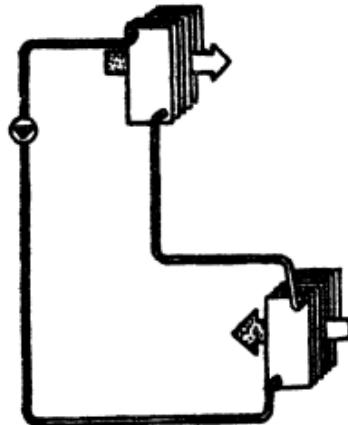


Госстрой СССР  
ГЛАВПРОМСТРОЙПРОЕКТ  
ЦНИИПРОМЗДАНИЙ САНТЕХПРОЕКТ

Мосгорисполком  
Глав АПУ  
МНИИТЭП

904-02-10

ВРЕМЕННЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ  
ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ  
УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА  
УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА  
(СИСТЕМЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ  
ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ)



17385-01  
цена 1-31

МОСКВА-1981 г.

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ ТИПОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ГОССТРОЯ СССР

Москва, А-443, Сущевская ул. 22  
Сдано в эксплуатацию К 190 27.  
Завод № 10523 Типка 1200

Госстрой СССР  
Главпромстройпроект  
ЦНИИпромзданий Сантехпроект

Мосгорисполком  
Главадм  
МНИИТЭП

**904-02 - 10**  
**ВРЕМЕННЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ**  
**ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА**  
**УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА**  
**(СИСТЕМЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ)**

Утверждены Главпромстройпроектом Госстроя СССР  
2 апреля 1981 г. протокол № 17 в качестве ма-  
териала для проектирования

Москва, 1981 г.

17385-01

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение.....	6
1. Общие положения .....	8
2. Оборудование, материалы, теплоносители .....	12
3. Принципиальные схемы .....	13
4. Принятые условные обозначения .....	16 и
5. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя .....	18
6. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с положительными начальными температурами приточного воздуха .....	24 и
7. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя .....	24 и
8. Гидравлический расчет .....	26 и
9. Определение экономической эффективности .....	27
 Приложение I. Принципиальные схемы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем	
Рис.1. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с положительными начальными температурами приточного воздуха .....	30
Рис.2. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя .....	30
Рис.3. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и обводом теплоносителя .....	31
Рис.4. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя .....	31

Внесено изменения

21 спбз 11/09/87 /Матюшин 13/ 19.01.82 г

17385-01

Приложение 2. Таблицы для теплотехнического и гидравлического расчета

Табл.1. Основные физические свойства рекомендуемых теплоносителей. ....	32 и
Табл.2. Значения коэффициентов А и В, определяющих зависимость энтальпии сжатого воздуха от температуры. ....	33 и
Табл.3. Потери давления от трения в трубопроводах на 1 м, $\Delta P / m^2$ (кг/с $m^2$ ). ....	33 и
Табл.4. Значения коэффициентов С для расчета гидравлического сопротивления теплообменников, $(\Delta P \cdot C_2) / m^4$ (кг.с $^2$ ) / $m^4$ ....	34

Приложение 3. Графики для теплотехнического расчета

Рис.5. Отношения водяных эквивалентов при начальной температуре приточного воздуха ниже -25°C ....	35 и
Рис.6. Коэффициенты теплопередачи калориферов пластинчатых КВС, КВБ ....	36
Рис.7. Коэффициенты теплопередачи калориферов биметаллических с наконечниками ....	37
Рис.8. Коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей центральных кондиционеров КТЦ ....	38
Рис.9. Температурная эффективность теплообменников ....	39
Рис.10. Общая температурная эффективность установки, работающей в режиме сухого теплособмена ....	40
Рис.11. Энтальпийная эффективность воздухоохладителей вытяжного канала ....	41 и
Рис.12. Коэффициенты внутреннего теплообмена теплообменников ....	42
Рис.13. Коэффициенты наружного теплообмена теплообменников ....	43

Приложение 4. Примеры расчета

1. Пример 1. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем двух установок (одна приточная и одна вытяжная) с положительными начальными температурами приточного воздуха. .... 44

2. Пример 2. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем двух установок (одна приточная и одна вытяжная) с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя .... 47

Стр.

3. Пример 3. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем группы установок с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя . . . . .	51
4. Расчет экономической эффективности системы утилизации к примеру 1. . . . .	63
5. Расчет экономической эффективности системы утилизации к примеру 2. . . . .	65
6. Расчет экономической эффективности системы утилизации к примеру 3. . . . .	67

## В В Е Д Е Н И Е

Постоянное увеличение объемов промышленного и жилищно-гражданского строительства в СССР сопровождается высокими темпами роста потребления топлива и других видов энергии. Однако запасы основных топливных источников тепловой энергии (угля, нефти, газа) ограничены, а их добыча становится все более сложной и дорогостоящей. В связи с этим повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов представляет собой важнейшую народнохозяйственную задачу.

Около половины потребляемого промышленностью тепла расходуется на отопительно-вентиляционные нужды, поэтому для рационального использования энергоресурсов необходимо совершенствовать системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Одним из направлений совершенствования указанных систем является утилизация тепла воздуха, удаляемого системами общеобменной, местной и технологической вентиляции.

В настоящее время известны различные способы и устройства, предназначенные для обработки приточного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования за счет использования тепла удаляемого воздуха. Однако большинство этих устройств требует разработки и освоения производства специального оборудования. Исключение составляют системы утилизации тепла удаляемого воздуха, в которых в качестве теплообменников могут быть использованы серийно выпускаемые промышленностью водяные воздухонагреватели, связанные между собой контуром промежуточного теплоносителя. <sup>х)</sup>

---

х) Дальше по тексту такие системы называются "системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем".

В настоящей работе приводятся методика и примеры расчета систем утилизации тепла с промежуточным теплоносителем.

Методика расчета систем утилизации выполнена в единицах систем СИ и МКТСС. Примеры расчета - в единицах системы МКТСС.

В основу методики легли теоретические разработки МНИИТЭП а.

В разделе I работы использованы отдельные положения проекта дополнительного раздела 7 главы СНиП II-33-75 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования" - "Использование вторичных энергетических ресурсов".

В работе принимали участие следующие организации и исполнители:

ЦНИИпромзданий Госстроя СССР (ведущий) - канд. техн. наук  
Л.В. Иванихина, инженеры Л.З. Мотыкин (руководитель темы),

Л.М. Лимановская, Л.Н. Хазова, В.С. Матлис;

ГПИ Сантехпроект - инженеры Т.И. Садовская, Л.В. Кучерова,  
Н.Л. Бачинская, К.А. Смирнова;

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

Замечания и предложения просьба направлять по адресу:  
127238, Москва, Дмитровское шоссе, 46, ЦНИИпромзданий.

### I. Общие положения

I.1. При проектировании систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха зданий и сооружений различного назначения следует учитывать и использовать тепловые вторичные энергетические ресурсы (ВЭР):

тепло (холод), содержащиеся в воздухе, удаляемом системами местной и общеобменной вентиляции;

тепло, содержащееся в газовоздушных смесях, удаляемых от технологического оборудования.

I.2. Целесообразность и очередность использования тепла ВЭР для отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, выбор схем и теплоиспользующего оборудования должны быть подтверждены технико-экономическим расчетом.

Тепло (холод) носителей ВЭР, имеющих более высокую (низкую) температуру или энталпию, подлежит использованию, как правило, в первую очередь.

I.3. Не допускается использовать тепло (холод) ВЭР, носители которого содержат вещества или имеют параметры, способные оказать на оборудование разрушающие воздействия или повлечь отказы в работе.

I.4. При использовании тепла (холода) ВЭР воздуха или газовоздушных смесей, содержащих пыль и другие аэровзвеси, которые могут осаждаться в теплоиспользующем 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 оборудования от теплоносителя на время, когда оно не используется;

возможность очистки теплопередающих поверхностей от загрязнений.

I.5. Термо (холод) воздуха, удаляемого системами вытяжной вентиляции, следует использовать для нагревания (охлаждения) наружного воздуха систем вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха только в тех случаях, когда исчерпаны резервы экономии тепла за счет рециркуляции воздуха из помещения.

I.6. Системы вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления, проектируемые для работы в холодный период года с использованием тепла ВЭР, следует рассчитывать на параметры наружного воздуха, указанные в п.4.9 главы СНиП II-33-75 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха".

I.7. При охлаждении газообразных ВЭР до температур, приводящих к образованию наледи на поверхности теплоутилизационного оборудования, необходимо предусматривать защиту для бесперебойного функционирования систем.

I.8. Резервирование теплоснабжения при использовании тепловых ВЭР следует предусматривать в тех случаях, когда не допускается сокращение тепломощности потребителей в соответствии с п.п.4.17 - 4.20 главы СНиП-33-75 ("Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха"), а также при аварии, очистке теплоутилизаторов или остановке технологического оборудования.

Резервирование теплоснабжения следует предусматривать увеличением подачи основного теплоносителя или присоединением потребителей к другим источникам тепла.

Нагрузку на резервные источники от группы систем, использующих тепло ВЭР, следует определять с учетом графика их работы и возможностей аварии.

1.9. Рекуперативные теплоутилизаторы с промежуточным жидким теплоносителем допускается применять для нагревания (охлаждения) приточного воздуха.

1.10. Системы утилизации с промежуточным теплоносителем состоят из теплоутилизаторов, расположенных в каналах вытяжного (воздухоохладителей) и приточного (воздухонагревателей) воздуха, соединенных замкнутым циркуляционным контуром, заполненным промежуточным теплоносителем. Циркуляция теплоносителя осуществляется при помощи насосов.

Удаляемый воздух передает свое тепло промежуточному теплоносителю, нагревающему приточный воздух.

1.11. При охлаждении вытяжного воздуха ниже температуры "точки росы" на части теплообменной поверхности воздухоохладителей происходит конденсация водяного пара, что может вызвать образование наледи при отрицательных температурах теплообменной поверхности.

В связи с этим при проектировании установок утилизации тепла удаляемого воздуха необходимо предусматривать одно из мероприятий по защите воздухоохладителей:

создание обвода по теплоносителю или по приточному воздуху;  
увеличение расхода теплоносителя в циркуляционном контуре;  
подогрев промежуточного теплоносителя.

1.12. Установки утилизации следует обеспечивать средствами контроля и автоматического регулирования.

1.13. Достоинством системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем является:

полная аэродинамическая изоляция потоков приточного и вытяжного воздуха, что исключает возможность переноса запахов, бактерий и других загрязнений из удаляемого воздуха;

возможность устройства системы утилизации при размещении приточных и вытяжных установок на значительном расстоянии друг от друга;

возможность объединять в одну систему различное количество приточных и вытяжных установок с разным тепловым потенциалом удалаемого воздуха;

возможность устройства систем утилизации на действующих предприятиях.

1.14. К недостаткам систем утилизации тепла с промежуточным теплоносителем следует отнести увеличение теплообменной поверхности и металлоемкости системы.

## 2. Оборудование, материалы, теплоносители

2.1. В качестве теплообменников в системах утилизации тепла с промежуточным теплоносителем могут применяться серийно выпускаемые:

воздухонагреватели (калориферы) пластинчатые КВС, КВБ;

воздухонагреватели (калориферы) биметаллические с накатным обребением КСК;

воздухонагреватели центральных кондиционеров.

2.2. Для обеспечения циркуляции промежуточного теплоносителя применяются центробежные насосы общего назначения.

2.3. Системы утилизации оборудуются баками, предназначенными для заполнения циркуляционного контура промежуточным теплоносителем, компенсации объемного расширения теплоносителя и воздухоудаления. Кроме того, в системах с небольшой емкостью циркуляционного контура эти баки могут использоваться для приготовления раствора промежуточного теплоносителя. Баки изготавливаются по чертежам серии 4.903-10 выпуск 9 "Баки расширительные и конденсационные" или по специально разработанным чертежам.

2.4. Трубопроводы циркуляционного контура промежуточного теплоносителя монтируются из стальных труб из фитингах или свариваются.

2.5. В качестве запорно-регулирующих устройств на трубопроводах промежуточного теплоносителя применяется обычная арматура (вентили, задвижки, клапаны и т.п.), используемая в санитарно-технических устройствах. Это же положение распространяется и на приборы автоматического контроля и регулирования.

2.6. Для подогрева промежуточного теплоносителя используются скоростные водоподогреватели общего назначения.

2.7. В качестве промежуточного теплоносителя могут применяться

незамерзающие растворы солей и гликолов, а также вода.

2.8. Из незамерзающих растворов рекомендуется применять 28%-ный раствор нитрита натрия. Раствор приготавливается по весовому соотношению. Контроль за концентрацией раствора производится 2 раза в течение отопительного сезона.

При работе с твердым нитритом натрия необходимо применять средства личной защиты: халат, перчатки, респиратор; для работы с раствором - халат, перчатки. При попадании нитрита натрия на кожу необходимо смыть его водой, при попадании в глаза - промыть их большим количеством воды. Нитрит натрия не горит, взрыво- и пожаробезопасен.

2.9. Если температура промежуточного теплоносителя в расчетном режиме не понижается ниже  $5^{\circ}\text{C}$ , то в качестве промежуточного теплоносителя применяется вода. Вода, используемая как теплоноситель, должна удовлетворять требованиям, предъявляемым к воде тепловых сетей с температурой  $45^{\circ}\text{C}$  и выше в закрытых контурах циркуляции. Вода с температурой ниже  $45^{\circ}\text{C}$  в закрытых контурах циркуляции должна иметь  $\text{pH} = 6,5-8,5$  и содержать (не более):

растворенный кислород	0,1 мг/л;
взвешенные вещества	10 мг/л;
карбонатная жесткость	3 мг.экв/л.

2.10. Основные физические свойства рекомендуемых теплоносителей приведены в табл. I приложение 2.

2.11. В установках утилизации тепла в системах с ~~одинаковыми~~ отдельными температурами приточного воздуха для сбора конденсата необходимо предусматривать поддон под теплообменниками вытяжного канала и дренажные трубы для отвода конденсата.

### 3. Принципиальные схемы.

3.1. Применение схем утилизации тепла удаленного воздуха, показанных на рис. I-4 приложения I обеспечивает полный или частичный нагрев приточного воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

3.2. Необходимая обработка воздуха (очистка, последующий подогрев, увлажнение, осушение и т.п.) может производиться известными способами.

3.3. В системах с положительными начальными температурами приточного воздуха применяется схема утилизации тепла, представленная на рис.1 приложения 1. В таких системах отсутствует опасность замерзания конденсата на поверхности теплообменников в вытяжном канале.

3.4. В системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха необходимо применять схемы утилизации, обеспечивающие защиту от обмерзания поверхности теплообменников в вытяжном канале или периодическое оттавивание.

3.5. Для одиночных установок (одна приточная и одна вытяжная) или для группы установок (несколько приточных и вытяжных), работающих в одном режиме, предпочтительна схема утилизации с переменным расходом промежуточного теплоносителя (см. рис.2 приложения I).

В холодный период года при температурах наружного воздуха ниже критических, при которых возможно образование наледи на поверхности теплообменников в вытяжном канале, параллельная работа двух насосов одинаковой производительности обеспечивает циркуляцию максимального расхода промежуточного теплоносителя, исключающего обмерзание теплообменников.

При повышенных температурах наружного воздуха выше критической работает один насос. Включение и отключение второго насоса производится по перепаду давления в вытяжном канале.

При дальнейшем повышении температуры наружного воздуха уменьшение теплоотдачи воздухонагревателей в приточном канале обеспечивается за счет регулирования.

При необходимости может быть установлен дополнительный воздухо-

нагреватель с подводом тепла из теплосети.

3.6. Для одиночных установок (одна приточная и одна вытяжная) или для группы установок (несколько приточных и вытяжных), работающих в одном режиме и допускающих временное (до 1 ч) понижение температуры приточного воздуха, возможно применение схемы с обводом промежуточного теплоносителя (см. рис. 3 приложения I).

При работе такой установки допускается образование наледи на поверхности теплообменников вытяжного канала в рабочее время.

Оттаивание наледи обеспечивается за счет перепуска части промежуточного теплоносителя через обводную линию циркуляционного насоса по перепаду давления в вытяжном канале при увеличении его на величину, равную 50% расчетного ~~гидравлического~~ <sup>аэродинамического</sup> сопротивления воздухоохладителя.

3.7. Для одиночных установок (одна приточная и одна вытяжная) или для группы установок (несколько приточных и вытяжных), работающих в одном режиме и допускающих временное (до 1 ч) отключение приточной установки, допускается применение схемы утилизации тепла, представленной на рис. 1 приложения I с установкой датчика перепада давления в вытяжном канале, обеспечивающего отключение приточной установки.

При работе такой установки возможно образование наледи на поверхности теплообменников вытяжного канала в рабочее время. Оттаивание наледи обеспечивается путем отключения приточной установки по перепаду давления в вытяжном канале при увеличении его на величину, равную 50% расчетного ~~гидравлического~~ <sup>аэродинамического</sup> сопротивления воздухоохладителя.

3.8. Для группы установок (несколько приточных и вытяжных), работающих в разных режимах, обеспечивающих различные требования по параметрам приточного воздуха и утилизирующих тепло удалаемого воздуха разного потенциала, целесообразно применение схемы утилизации с подогревом промежуточного теплоносителя (см. рис. 4 приложения I).

При работе этой системы обеспечивается:

защита от обмерзания теплообменников вытяжного канала;

требуемая температура приточного воздуха после каждой установки.

Однако, годовое количество утилизированного тепла сокращается в среднем на 15% по сравнению со схемами без подогрева.

3.9. Регулирование теплопроизводительности установок утилизации тепла должно осуществляться, как правило, путем перепуска части теплоносителя через обводную линию, минуя воздухонагреватели приточного канала.

#### 4. Принятые условные обозначения

- $G$  - массовый расход среды, кг/ч;
- $t$  - температура среды,  $^{\circ}\text{C}$ ;
- $\mathcal{J}$  - энталпия воздуха, кДж / кг (ккал/кг);
- $\rho$  - плотность среды, кг/м<sup>3</sup>;
- $C$  - удельная теплоемкость среды, кДж/(кг.  $^{\circ}\text{C}$ ) (ккал/(кг.  $^{\circ}\text{C}$ ));
- $w$  - скорость движения теплоносителя, м/с.;
- $\gamma$  - массовая скорость движения воздуха, кг/(м<sup>2</sup>. С);
- $K$  - коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> .  $^{\circ}\text{C}$ ) (ккал/(ч.м<sup>2</sup> .  $^{\circ}\text{C}$ ));
- $\alpha_H$  - коэффициент наружного теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup> .  $^{\circ}\text{C}$ )/ккал/(ч.м<sup>2</sup> .  $^{\circ}\text{C}$ );
- $\alpha_{BH}$  - коэффициент внутреннего теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup> .  $^{\circ}\text{C}$ )/ккал/(ч.м<sup>2</sup> .  $^{\circ}\text{C}$ );
- $Q$  - количество тепла, Вт (ккал/ч);
- $N$  - мощность электродвигателя, кВт;

Взамен стр. 16

20. спеч ~~28.02.82~~ /Мотыкин Р.З./ 19.01.82

17385-01

- $A$  - площадь теплообменной поверхности воздухонагревателя или воздухоохладителя,  $\text{м}^2$ ;  
 $f$  - площадь живого сечения по воздуху или по теплоносителю,  $\text{м}^2$ ;  
 $\Delta P$  - потери давления,  $\text{Па}/\text{м}^2$  ( $\text{кгс}/\text{м}^2$ );  
 $n$  - количество теплообменников, установленных последовательно по ходу движения воздуха шт.;  
 $m$  - количество теплообменников, установленных параллельно по ходу движения воздуха шт.;  
 $\varepsilon$  - температурная поправка на коэффициент теплопередачи;  
 $\lambda$  - коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot {}^\circ\text{C})$  [ $\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м} \cdot {}^\circ\text{C})$ ];  
 $\mu$  - коэффициент динамической вязкости,  $(\text{Н} \cdot \text{с}) \text{м}^2/(\text{кг} \cdot \text{с})/\text{м}^2$ ;  
 $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  
 $\alpha$  - коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  
 $\psi$  - коэффициент оребрения;  
 $\varphi$  - относительная влажность воздуха, %;  
 $\xi$  - поправка на эффективность установки;  
 $A \cdot B$  - эмпирические коэффициенты аппроксимации:  
 $A$ ,  $B$ ,  $\text{кДж}/\text{кг} (\text{ккал}/\text{кг})$ ;  $B$ ,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot {}^\circ\text{C})$  [ $\text{ккал}/\text{кг} \cdot {}^\circ\text{C}$ ].  
 $c$  - коэффициент для расчета гидравлического сопротивления,  $(\text{Па} \cdot \text{с}^2)/\text{м}^4$  [ $(\text{кг} \cdot \text{с}^2)/\text{м}^4$ ].

#### Безразмерные комплексы

$$F_0 = \frac{\kappa \cdot F}{G_e \cdot C_e}$$

безразмерный параметр;

$$W = \frac{G_x \cdot C_x}{G_e \cdot C_e}$$

отношение водяных эквивалентов;

$$\vartheta_{t_1} = \frac{t_{64.1} - t_{64.1}}{t_{64.1} - t_{x.x.e}}$$

температурная эффективность;

$$\vartheta_{t_2} = \frac{t_{64.2} - t_{64.2}}{t_{x.x.e} - t_{64.2}}$$

температурная эффективность;

$$\vartheta_{t,ob} = \frac{t_{c,k,e} - t_{c,n,e}}{t_{c,n,s} - t_{c,n,e}}$$

температурная  
эффективность;

$$\vartheta_{\gamma}^{kon} = \frac{t_{n,1} - t_{k,1}}{t_{n,1} - t_{k,e,2}}$$

энталпийная  
эффективность;

$$\rho_{\gamma} = \frac{\gamma}{\alpha}$$

число Прандтля.

### Принятые индексы

1 - вытяжной; 2- приточный; к-конечный, н-начальный, м-меньший, б - больший;ср-средний, в-воздух, к-промежуточный теплоноситель; ф-фактический; об-общий; фр-фронтальный;  $t$  - температурный, у-утилизированный; вент-вентиляторов; нас-насосов; год - годовой; ус-условный; т-табличное; кон - конденсации.

Перевод физических величин из системы единиц МИГСС в  
систему единиц СИ

Энтальпия 1 ккал/кг = 4,187 кДж/кг

Теплоемкость 1 ккал/(кг. $^{\circ}$ С) = 4,187 кДж/(кг. $^{\circ}$ С)

Коэффициент теплопередачи(теплоотдачи)

1 ккал/(ч.м $^2$ . $^{\circ}$ С) = 1,163 Вт/(м $^2$ . $^{\circ}$ С)

Тепловой поток 1 ккал/ч = 1,163 Вт

Коэффициент теплопроводности 1 ккал/(ч.м $^2$ . $^{\circ}$ С) = 1,163 Вт/(м $^2$ . $^{\circ}$ С)

Коэффициент динамической вязкости 1 кгс.с/м $^2$  = 9,81 Н.с/м $^2$

Давление 1 кгс/м $^2$  = 9,81 Па .

5. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя

Исходными данными для расчета являются:

расход вытяжного и приточного воздуха  $G_{v,1}$  и  $G_{v,2}$  в кг/ч;

начальная температура вытяжного воздуха  $t_{c,n,1}$  в  $^{\circ}$ С;

904-02-10

начальная температура приточного воздуха  $t_{\text{в.н.2}} = 6^{\circ}\text{C}$ ;начальная энталпия вытяжного воздуха  $\mathcal{H}_{\text{в.1}} = 6 \text{ кДж/кг(ккал/кг)}$ .

5.1. Определяется необходимое живое сечение по воздуху теплообменников в вытяжном и приточном каналах  $f_{\text{в}} = 6 \text{ м}^2$

$$f_{\text{в.1}} = \frac{G_{\text{в.1}}}{3600 \cdot \nu \cdot \rho}; \quad f_{\text{в.2}} = \frac{G_{\text{в.2}}}{3600 \cdot \nu \cdot \rho}. \quad (5.1)$$

Оптимальное значение массовой скорости движения воздуха в живом сечении теплообменников  $4 + 6 \text{ кг/}(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , максимально допустимое -  $8 \text{ кг/}(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

5.2. Выбирается тип и количество теплообменников, устанавливаемых параллельно по ходу движения воздуха, и определяется их теплообменная поверхность  $F_{\text{ф.р.}} = 6 \text{ м}^2$

$$F_{\text{ф.р.1}} = f_1 \cdot m; \quad F_{\text{ф.р.2}} = f_2 \cdot m. \quad (5.2)$$

5.3. Находится фактическая площадь живого сечения по воздуху ( $f_{\text{в.ф.1}}, f_{\text{в.ф.2}}$ ) для выбранных теплообменников.

5.4. Вычисляется фактическая массовая скорость движения воздуха  $\nu_{\text{ф.р.}}$  в  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  для принятых теплообменников

$$\nu_{\text{ф.р.1}} = \frac{G_{\text{в.1}}}{3600 \cdot f_{\text{в.ф.1}}}; \quad \nu_{\text{ф.р.2}} = \frac{G_{\text{в.2}}}{3600 \cdot f_{\text{в.ф.2}}}. \quad (5.3)$$

При проектировании приточных установок на базе серийного оборудования (приточные камеры ПК, центральные кондиционеры КТЦ, КДА) фактическая массовая скорость приточного воздуха определяется по формуле (5.3) без предварительного расчета по п.п. 5.1 - 5.3.

5.5. Определяется расход промежуточного теплоносителя  $G_{\text{ж.}}$  в  $\text{кг}/\text{ч}$

$$G_{\text{ж.}} = \frac{W_{\text{в}} \cdot G_{\text{в.5}} \cdot C_{\text{в}}}{C_{\text{ж.}}}. \quad (5.4)$$

Значение отношения водяных эквивалентов  $W_f$  принимается для канала с большим расходом воздуха по таблице:

Начальная температура приточного воздуха, $t_{вн,2}^0, ^\circ\text{C}$	Отношение водяных эквивалентов при значениях $F_0$	Отключение одного насоса
$\geq -20$	$<1,7$	$>1,71$
$-20,1 + -25$	1	2
$\leq -25,1$	2	по графику на рис. 5 приложения 3

Значение безразмерных параметров принимается равным двум ( $F_{01} = F_{02} = 2$ ), что соответствует оптимальным значениям температурной эффективности установки и 9-12 рядам трубок по глубине для теплообменников, выпускаемых промышленностью.

Принятые отношения водяных эквивалентов  $W_f$  определяют максимальный расход теплоносителя, необходимый для предотвращения обмерзания конденсата на теплообменниках вытяжного канала. Циркуляция максимального расхода теплоносителя обеспечивается параллельной работой двух насосов при  $W_f \geq 2$  или работой одного насоса при  $W_f = 1$ .

При начальных температурах приточного воздуха, исключающих возможность обмерзания теплообменников, расход циркуляционного теплоносителя сокращается в 2 раза путем отключения одного из насосов (см. таблицу).

5.6. Вычисляется значение  $W_i$  для установки в канале с меньшим расходом воздуха.

$$W_i = \frac{G_x \cdot C_x}{G_{вн} \cdot C_{вн}}.$$

(5.5)

5.7. Скорость движений промежуточного теплоносителя в трубах теплообменников в вытяжном и приточном каналах  $W$  в м/с определяется по формуле

$$W_{взмен} \text{стр } 20$$

2л. спеч. 2.05 /Митыкин А.З./ 19.01.82 г.

17385-01

$$\omega_1 = \frac{G_x}{3500 \rho_* f_{x,1}}; \quad \omega_2 = \frac{G_x}{3500 \rho_* f_{x,2}}, \quad (5.6)$$

где  $f_{x,1}, f_{x,2}$  - площадь живого сечения теплообменников по теплоносителю, вычисляемая в  $\text{м}^2$  с учетом схемы обвязки теплообменников.

5.8. Схемы обвязки трубопроводами теплообменников, как правило, должны обеспечивать противоточное движение воздуха и теплоносителя.

Скорость движения теплоносителя в трубках теплообменников должна быть в пределах 0,5 - 2 м/с.

Гидравлическое сопротивление теплообменников не должно превышать экономически целесообразную величину, определяемую возможность использования выпускаемых промышленностью насосов и оптимальными расходами энергии на перемещение теплоносителя.

5.9. По вычисленным значениям  $\mathcal{U}_{\text{р}} \text{ и } \mathcal{W}$  определяются коэффициенты теплопередачи  $K_1$  и  $K_2$  теплообменников каждого канала по графикам на рис.6,7,8 приложения 3.

5.10. Уточняются коэффициенты теплопередачи  $K_f$  в  $\text{Bt}/(\text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C})$  [кал/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C})] с учетом температурной поправки

$$K_{f,1} = K_1 \cdot \mathcal{E} \quad \text{и} \quad K_{f,2} = K_2 \cdot \mathcal{E}$$

Величина температурной поправки  $\mathcal{E}$ , учитывающей зависимость коэффициента теплопередачи от температуры, принимается равной:

$$\text{при } t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ен1}} + t_{\text{ен2}}}{2} = -5 + -10 \text{ } {}^\circ\text{C} = 0,9;$$

$$\text{при } t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ен1}} + t_{\text{ен2}}}{2} = -4,9 + 4,9 \text{ } {}^\circ\text{C} = 1;$$

$$\text{при } t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ен1}} + t_{\text{ен2}}}{2} = 5 + 15, \text{ } {}^\circ\text{C} = 1,1;$$

$$\text{при } t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ен1}} + t_{\text{ен2}}}{2} > 15 \text{ } {}^\circ\text{C} = 1,15.$$

Внесены изменения

Г. спас. *Шар* /Мотыкин/ 13.01.82г. 17385-01

5.II. Определяется необходимая общая теплообменная поверхность воздухонагревателей или воздухоохладителей  $F_{об}$  в  $\text{м}^2$

$$F_{об,1} = \frac{F_{0\phi_1} \cdot G_{B,1} \cdot C_B}{K_{\phi,1}} ; \quad F_{об,2} = \frac{F_{0\phi_2} \cdot G_{B,2} \cdot C_B}{K_{\phi,2}} . \quad (5.8)$$

5.I2. Определяется требуемое количество теплообменников  $n$  в шт., установленных последовательно по ходу движения воздуха.

$$n_1 = \frac{F_{об,1}}{F_{\phi,1}} ; \quad n_2 = \frac{F_{об,2}}{F_{\phi,2}} . \quad (5.9)$$

Принимаются ближайшие целые значения  $n$ , величина которых может быть меньше расчетной не более чем на 10%.

5.I3. Вычисляется фактическая общая теплообменная поверхность  $F_{об,\phi}$  в  $\text{м}^2$

$$F_{об,\phi,1} = n_1 \cdot F_{\phi,1} ; \quad F_{об,\phi,2} = n_2 \cdot F_{\phi,2} \quad (5.10)$$

5.I4. Определяются фактические значения безразмерных параметров  $F_{0\phi}$

$$F_{0\phi,1} = \frac{K_{\phi,1} \cdot F_{об,\phi,1}}{G_{B,1} \cdot C_B} ; \quad F_{0\phi,2} = \frac{K_{\phi,2} \cdot F_{об,\phi,2}}{G_{B,2} \cdot C_B} \quad (5.11)$$

Если полученное значение  $F_{0\phi,2}$  отличается от принятого  $F_{0\phi,2} = 2$  более чем на 25%, то величина  $W_5$  уточняется по графику на рис.5 приложения 3 и расчет повторяется по п.п. 5,5 – 5,14.

5.I5. Определяются температурные эффективности теплообменников вытяжного ( $\theta_{t,1}$ ) и приточного ( $\theta_{t,2}$ ) каналов по графикам рис.9 приложения 3 с учетом  $F_{0\phi,1}$  и  $W_1$  и  $F_{0\phi,2}$  и  $W_2$

5.I6. Находится общая температурная эффективность установки по приточному каналу

$$\theta_{t,ob} = \frac{1}{\frac{1}{\theta_{t,1}} + \frac{1}{\theta_{t,2}} \cdot \frac{G_{B,1}}{G_{B,2}} - \frac{1}{W_1}} \cdot \frac{G_{B,1}}{G_{B,2}} \cdot \frac{W_1}{W_2} \quad (5.12)$$

Поправочный коэффициент  $\zeta$  . учитывающий увеличение теплового потока за счет выпадения конденсата на поверхности воздухоохладителя в зависимости от начальной температуры приточного воздуха и относительной влажности удаляемого, принимается

при  $-25^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{ан.2}} < 0^{\circ}\text{C}$   $\zeta = \zeta_T - 0.0285(\zeta_T - 1)(25 + t_{\text{ан.2}});$   
при  $t_{\text{ан.2}} < -25^{\circ}\text{C}$   $\zeta = \zeta_T$

Значения коэффициента  $\zeta_T$

Относительная влажность удаляемого воздуха, %	$x, x_0$	$\zeta_T$	$t_{\text{ан.1}}$	$t_{\text{ан.2}}$	$\zeta_T$	$t_{\text{ан.1}}$	$t_{\text{ан.2}}$	$\zeta_T$	$t_{\text{ан.1}}$
60				40					$\leq 30$

\* При температуре удаляемого воздуха до  $30^{\circ}\text{C}$ .

Если значения относительной влажности удаляемого воздуха отличаются от приведенных в таблице, то коэффициент  $\zeta_T$  определяется интерполяцией табличных значений.

\*\* При более высоких температурах и влажности значение коэффициента  $\zeta_T$  увеличивается.

5.17. Вычисляется температура воздуха  $t_{\text{в.к.2}}$  в  $^{\circ}\text{C}$ , нагретого за счет утилизированного тепла

$$t_{\text{в.к.2}} = \theta_{\text{тоб}} \cdot (t_{\text{ан.1}} - t_{\text{в.н.2}}) + t_{\text{в.н.2}} \quad (5.13)$$

5.18. Определяется конечная энталпия вытяжного воздуха

$\mathcal{Y}_{\text{в.к.1}}$  в  $\text{кДж/кг(ккал/кг)}$

$$\mathcal{Y}_{\text{в.к.1}} = \mathcal{Y}_{\text{в.н.1}} - \frac{(t_{\text{в.к.2}} - t_{\text{в.н.2}}) \cdot \theta_{\text{в.2}} \cdot C_{\text{в}}}{G_{\text{в.1}}} \quad (5.14)$$

5.19. По  $\mathcal{Y}$ - $d$  диаграмме при  $\mathcal{Y}_{\text{в.к.1}}$  и  $\varphi = 100\%$  определяется конечная температура вытяжного воздуха.

5.20. Находится температура промежуточного теплоносителя на входе в воздухонагреватель приточного канала, обеспечивающая конечную температуру приточного воздуха, рассчитанную в п. 5.17

$$t_{\text{в.н.2}} = \frac{(t_{\text{в.к.2}} - t_{\text{в.н.2}}) + \theta_{\text{в.2}} \cdot t_{\text{в.н.2}}}{\theta_{\text{в.2}}} \quad (5.15)$$

5.21. Определяется температура промежуточного теплоносителя после воздухонагревателя приточного канала  $t_{ж.к.2}$  в  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{ж.к.2} = \theta_{t2} \frac{1}{W_2} (t_{a.н.2} - t_{ж.н.2}) + t_{ж.н.2}. \quad (5.16)$$

Если температура  $t_{ж.к.2}$  больше  $5^{\circ}\text{C}$ , то в качестве промежуточного теплоносителя может применяться вода. В этом случае следует провести проверочный расчет  $t_{ж.к.2}$  при теплоносителе воде.

5.22. Определяется количество утилизированного тепла  $Q_u$  в  $\text{Вт} (\text{ккал}/\text{ч})$  при расчетной начальной температуре приточного воздуха

$$Q_u = G_{a2} C_a (t_{a.к.2} - t_{a.н.2}). \quad (5.17)$$

6. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с положительными начальными температурами приточного воздуха

6.1. Расчет проводится по разделу 5, в п. 5.5 принимается значение  $W_f=1$  и в п. 5.16 значение  $\zeta=1$ .

7. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя

Исходными данными для расчета являются:

расход вытяжного  $G_{a1}$  и приточного воздуха  $G_{a2}$  в  $\text{кг}/\text{ч}$ ;  
начальная температура вытяжного воздуха  $t_{a.н.1}$  в  $^{\circ}\text{C}$ ;  
начальная энталпия вытяжного воздуха  $\mathcal{J}_{a.н.1}$  в  $\text{Дж}/\text{кг} (\text{ккал}/\text{кг})$ ;  
начальная температура приточного воздуха  $t_{a.н.2}$  в  $^{\circ}\text{C}$ ;  
конечная температура приточного воздуха  $t_{a.к.2}$  в  $^{\circ}\text{C}$ .

7.1. Расчет производится по п.п. 5.1- 5.14, в п. 5.5 принимается значение  $W_f=1$ .

7.2. Определяется температурная эффективность установки, расположенной в приточном канале по графику рис. 9 приложения 3 с учетом значений  $F_{оп.2}$  и  $W_2$ .

Взятое стр. 24

2.1. спеч. ~~Д.Л.Р.~~ /Потомин Л.З/ 19.01.82 г.

17385-01

7.3. Определяется температура промежуточного теплоносителя на входе в воздухонагреватель приточного канала  $t_{ж.н.2}$  в  $^{\circ}\text{C}$ , обеспечивающая температуру приточного воздуха  $t_{в.к.2}$

$$t_{ж.н.2} = \frac{(t_{в.к.2} - t_{в.н.2}) + \theta_{t.2} \cdot t_{в.н.2}}{\theta_{t.2}} \quad (7.1)$$

7.4. Определяется температура промежуточного теплоносителя на выходе из воздухонагревателя приточного канала  $t_{ж.н.2}$  в  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{ж.н.2} = \theta_{t.2} \frac{1}{W_2} (t_{в.н.2} - t_{ж.н.2}) + t_{ж.н.2}. \quad (7.2)$$

$$\theta_{t.2} = t_{ж.н.1}$$

7.5. По значениям  $t_{ж.н.1}$  и  $F_0$  определяется режим работы воздухоохладителя: левее "границы сухого теплообмена" - режим конденсации, правее - режим сухого теплообмена (см. рис. II, приложения 3).

При наличии конденсации находится  $\theta_{у.1}^{кон}$  по графику на рис. II, при сухом теплообмене -  $\theta_{у.1}$  по графику на рис. 9 приложения 3.

7.6. По значениям  $\theta_{у.1}^{кон}$  и  $\theta_{у.1}$

вычисляется конечная энтальпия воздуха в вытяжном канале  $У_{в.к.1}$  в кДж/кг(ккал/кг) или конечная температура  $t_{в.к.1}$  в  $^{\circ}\text{C}$ .

$$У_{в.к.1} = У_{в.н.1} - \theta_{у.1}^{кон} [У_{в.н.1} - (A + B \cdot t_{ж.н.1})]. \quad (7.3)$$

Коэффициенты А и В принимаются по табл. 2 приложения 2.

$$t_{в.к.1} = t_{в.н.1} - \theta_{у.1} (t_{в.н.1} - t_{ж.н.1}). \quad (7.3a)$$

7.7 Определяется условный коэффициент теплопередачи

$K_{т}^{ис}$  в  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$  (ккал/ч.м<sup>2</sup> .  $^{\circ}\text{C}$ ), учитывающий тепло- и влагоперенос в условиях наличия конденсата на поверхности воздухо- охладителя

$$K_{т}^{ис} = \frac{1}{\frac{\lambda_{вн}}{\alpha_{вн}} + \frac{C_{в}}{\alpha_{н}}}. \quad (7.4)$$

Коэффициенты  $\lambda_{вн}$  и  $\alpha_{н}$  принимаются по графикам на рис. 12, 13, приложения 3;  $\lambda_{вн}$  - по табл. 2 приложения 2. Коэффициент оребрения  $\Psi$  для воздухонагревателя КТУ равен 13, КВС и КББ-14,4 и КС-13,5.

7.8. При наличии конденсации определяется температура поверхности воздухоохладителя  $t_{пл.1}$  в  $^{\circ}\text{C}$  в конце его по ходу движения воздуха и оценивается опасность замерзания конденсата

$$t_{пл.1} = \left( \frac{У_{в.к.1}}{B} - \frac{A}{B} \right) - \frac{C_{в} \cdot K_{т}^{ис}}{B \cdot \alpha_{вн}} \left( \frac{У_{в.н.1}}{B} - \frac{A}{B} - t_{ж.н.1} \right). \quad (7.5)$$

Если  $t_{\text{нов.1}}$  меньше  $-1^{\circ}\text{C}$ , то необходимо предусмотреть защиту воздухоохладителя средствами автоматического регулирования.

7.9. Определяется температура промежуточного теплоносителя на выходе из воздухоохладителя  $t_{\text{ж.к.1}}$  в  $^{\circ}\text{C}$ :

при наличии конденсации по формуле

$$t_{\text{ж.к.1}} = \frac{1}{W_1 \cdot C_B} (T_{\text{в.н.1}} - T_{\text{ак.1}}) + t_{\text{ж.к.2}}; \quad (7.6)$$

при сухом теплообмене по формуле

$$t_{\text{ж.к.1}} = t_{\text{ж.н.1}} + \frac{1}{W_1} (t_{\text{ак.1}} - t_{\text{ж.к.1}}). \quad (7.6a)$$

7.10. Определяется требуемый подогрев промежуточного теплоносителя  $\Delta t$  в  $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = t_{\text{ж.н.2}} - t_{\text{ж.к.1}}. \quad (7.7)$$

7.11. Расчет подогревателя для подогрева промежуточного теплоносителя производится по действующим методикам.

### 8. Гидравлический расчет.

8.1. Производится расчет гидравлического сопротивления теплообменников и трубопроводов циркуляционного контура.

Для систем, в которых в качестве промежуточного теплоносителя используется 28% -ный раствор нитрата натрия, потеря давления от трения в трубопроводах принимается по табл. 3 приложения 2, гидравлическое сопротивление теплообменников  $\Delta P$  в  $\text{Па}/\text{м}^2$  ( $\text{кгс}/\text{м}^2$ ) определяется по формуле

$$\Delta P = C \cdot \omega^2. \quad (8.1)$$

Значения коэффициента С приведены в табл. 4. приложения 2.

8.2. В системе с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя к установке следует принимать два одинаковых циркуляционных насоса. Продолжительность каждого из них должна соответствовать 50% расчетного максимального расхода теплоносителя с учетом обеспечения этого расхода при параллельной работе насосов.

Взамен стр. 26

Сл. спец *Лев* /Матюкин А.З/ 19.01.82г

17385-01

## 9. Определение экономической эффективности

9.1. Экономический эффект от утилизации тепла определяется путем сравнения приведенных затрат по системе вентиляции, оборудованной утилизационными устройствами, и подобной вентиляционной системе, но без утилизационных устройств (аналог).

9.2. В общем случае при определении эффективности капитальных вложений экономический эффект  $\mathcal{E}$  в тыс.руб. определяется в соответствии с СН 423-71 "Инструкция по определению экономической эффективности капитальных вложений в строительство", как разница приведенных затрат аналога и сравниваемого варианта по следующей формуле

$$\mathcal{E} = \left[ \frac{I_1 - I_2}{E_n} + (K_1 - K_2) + (\Phi_1 - \Phi_2) \right]. \quad (9.1)$$

где  $I_1$ ;  $I_2$  - текущие (эксплуатационные) затраты на единицу продукции соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб/год;

$K_1$ ;  $K_2$  - сметная стоимость вариантов соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб.;

$\Phi_1$ ;  $\Phi_2$  - капитальные вложения в производственные фонды соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб.;

$E_n$  - нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, равный 0,12.

9.3. Текущие затраты по каждому варианту вычисляются как сумма амортизационных отчислений на капитальный ремонт, энергетических затрат и стоимости обслуживания систем с учетом текущего ремонта.

Для определения годовых расходов тепла по каждому варианту рассматривается продолжительность постоянства температур наружного воздуха в течение года, при которых требуется нагрев приточного воздуха. Этот период рекомендуется разделить на отдельные части, соответствующие продолжительности постоянства температур с определенным интервалом (например 5 и  $10^{\circ}\text{C}$ ). Данные по продолжительности постоянства температур принимаются по табл.3 СНиП II-А.6-72 "Строительная климатология и геофизика".

По каждому интервалу определяется средняя температура наружного воздуха и расходы тепла с учетом продолжительности постоянства температур в рассматриваемом интервале. В сравниваемом варианте по каждому интервалу определяется температурная эффективность, соответствующая принятой средней температуре наружного воздуха; температура, до которой может быть нагрет воздух за счет утилизированного тепла, а также количество утилизированного тепла. Годовые расходы тепла определяются суммированием расходов тепла по отдельным интервалам.

9.4. Амортизационные отчисления определяются в соответствии с установленными "Нормами амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР", принятыми для расчетов с 1 января 1975 г. (М. "Экономика", 1974).

9.5. Стоимость текущего ремонта и обслуживания следует определять в соответствии с "Инструкцией по определению экономической эффективности нового оборудования для кондиционирования воздуха и вентиляции" (М. ЦНИИТЭстроймаш, 1978).

9.6. Стоимость энергетических ресурсов временно, до ввода нового прейскуранта цен на тепловую и электрическую энергию, следует определять по замыкающим затратам с переводом топливной составляющей в экспортные цены путем умножения на коэффициент равный 2. Замыкающие затраты определяются в соответствии с "Руководящими указаниями к использованию замыкающих затрат на топливо и электрическую энергию" (М. "Наука", 1973).

9.7. При необходимости определения эффективности мероприятий по созданию и внедрению новой техники, экономический эффект З в тыс.руб. в соответствии с СН 509-78 "Инструкция по определению экономической эффективности использования в строительстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений" определяется по формуле

$$\mathcal{E} = (C_T + E'_H \Phi_T) \frac{\beta_T}{\beta_T} \cdot \frac{P_T + E'_N}{P_T + E_N} + \frac{(U_T - U_Z) + E'_N (K'_T - K'_Z)}{P_T + E'_N} - (C_T + E'_H \Phi_T), \quad (9.2)$$

где  $C_I$ ;  $C_{II}$  - заводская себестоимость единицы продукции соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб/год;

$P_I$ ;  $P_{II}$  - доли отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление основных фондов;

$E_{II}^I$  - нормативный коэффициент эффективности новой техники, равный 0,15;

$K_I^I; K_{II}^I$  - сопутствующие капитальные вложения у потребителя соответственно по аналогу и предлагаемому решению, руб.;

$\frac{B_{II}}{B_I}$  - коэффициент учета роста производительности труда нового средства по сравнению с базовым, где  $B_I$  и  $B_{II}$  - годовые объемы продукции соответственно по аналогу и предлагаемому решению.

9.8. Срок окупаемости утилизационных устройств  $T$  в год определяется по формуле

$$T = \frac{C_{II} - C_I}{K_I^I - K_{II}^I} . \quad (9.3)$$

Принципиальные схемы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем.

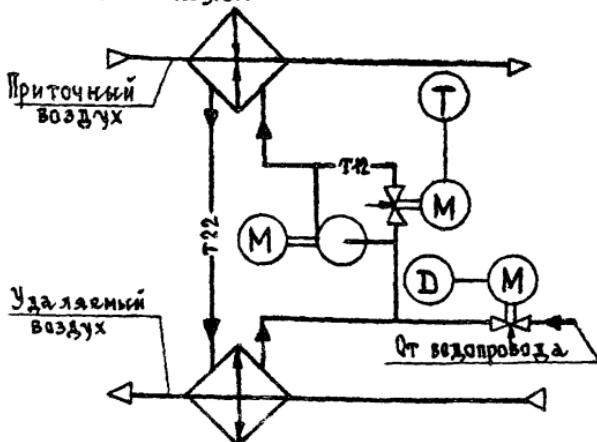


Рис.1. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с положительными начальными температурами приточного воздуха

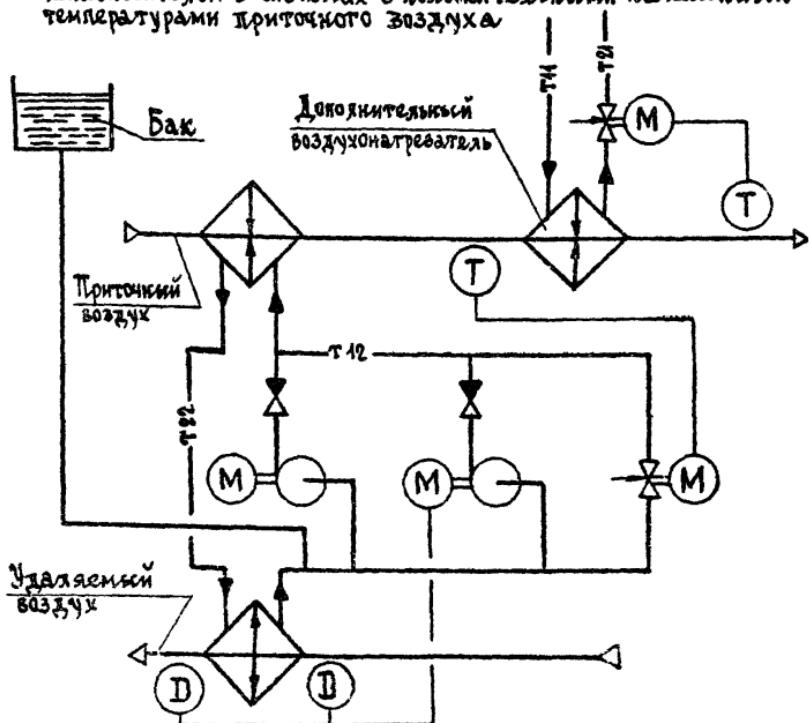


Рис.2. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплоносителем в системах с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменными расходами теплоносителя.

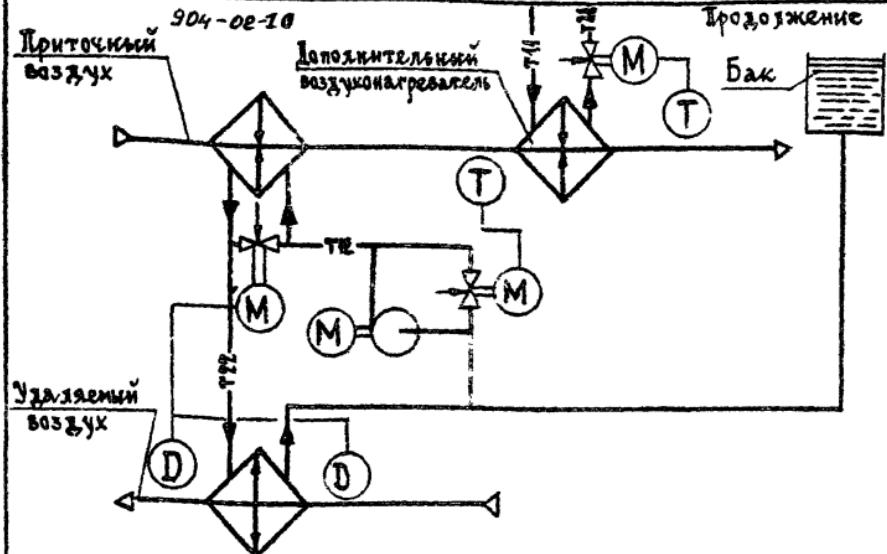


Рис.3. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплообменителем с отрицательными каналами температурами приточного воздуха и обводом теплообменителя.

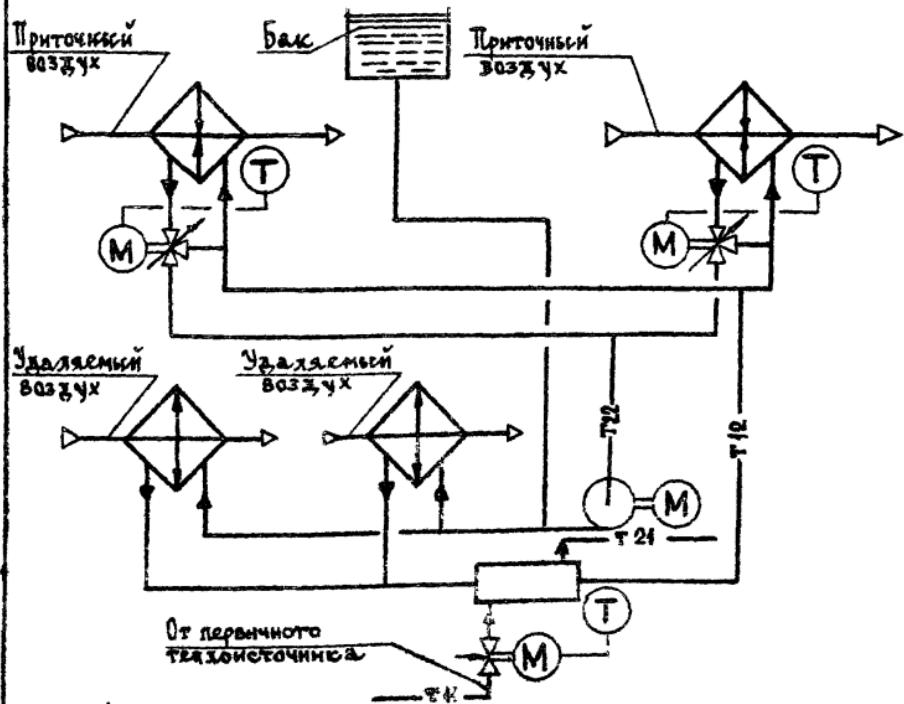


Рис.4. Принципиальная схема утилизации тепла с промежуточным теплообменителем в системах с отрицательными каналами температурами приточного воздуха и подогревом теплообменителя.

Таблицы для теплотехнического и  
гидравлического расчета

Таблица I

Основные физические свойства рекомендуемых  
теплоносителей

Теплоно- ситель	$t$ , $^{\circ}\text{C}$	$c$ , кДж/(кг. $^{\circ}\text{C}$ ) ккал/(кг. $^{\circ}\text{C}$ )	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup> ккал/(ч.м. $^{\circ}\text{C}$ )	$\lambda$ , Вт/(м $^{\circ}\text{C}$ ) ккал/(ч.м. $^{\circ}\text{C}$ )	$\mu \cdot 10^4$ , (Н.с)/м <sup>2</sup> кгс/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с м <sup>2</sup> /с	$\alpha \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с м <sup>2</sup> /с	$\rho_v$ , м <sup>2</sup> /с
28%-ный раствор нитрита натрия	0	<u>3,5</u> 0,835	1214	<u>0,5815</u> 0,5	<u>32,96</u> 3,36	2,71	0,137	19,78
	70	<u>4,19</u> 1	977,8	<u>0,66</u> 0,57	<u>39,82</u> 4,06	0,415	0,161	2,58
Вода	0	<u>4,21</u> 1,006	999,9	<u>0,56</u> 0,482	<u>17,49</u> 1,788	1,789	0,132	13,5

Примечание: В числителе приведены значения в системе единиц  
СИ, в знаменателе - в системе единиц МКСС.

Таблица 2

Значения коэффициентов А и В,  
аппроксимирующих зависимость энталпии  
насыщенного воздуха от температуры

$t_{\text{в.к.2+}t_{\text{в.н.1}}}$	A,		B,	
	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$
-20 + -15	4,216	1,007	1,13	0,27
-15 + -10	5,99	1,43	1,235	0,295
-10 + -5	7,61	1,818	1,377	0,329
-5 + 0	10,145	2,423	1,708	0,408
0 + 7	9,85	2,35	1,798	0,43
7 + 15	5,87	1,4	2,3	0,55
15 + 20	-6,9	-1,65	3,14	0,75
20 + 25	-11,7	-2,8	3,52	0,84

Примечание: В числителе приведены значения в системе единиц СИ,  
в знаменателе - в системе единиц МКГСС.

Таблица 3

Потери давления от трения в трубопроводах на 1 м,  
Па/м<sup>2</sup> (кгс/м<sup>2</sup>)

Скорость движения теплоно- сителя, м/с	Диаметр трубопровода D, мм					
	32	40	50	70	102	150
0,5	200 20,39	119,1 12,14	110,17 11,23	72,3 7,37	46,1 4,7	26,8 2,73
0,7	373,9 38,11	277,2 28,26	204,2 20,82	133,4 13,6	84,6 8,625	50,6 5,155
1	725 73,9	535,9 54,63	404,9 41,28	259,5 26,45	163,7 16,69	99,3 10,12
1,2	1018,3 103,8	750 76,47	548,8 55,94	367,5 37,46	231,5 23,6	140 14,275
1,5	1527,4 155,7	1155,6 117,8	844 86,04	555 56,58	354,3 36,12	209,9 21,395
2	2639 269	1965 200,3	1476,8 150,54	952,7 97,12	607,3 61,91	365,2 37,23

Примечание: В числителе приведены значения в системе единиц СИ,  
в знаменателе - в системе единиц МКГСС.

Значения коэффициентов С для расчета  
гидравлического сопротивления теплообменников,  
(Па·с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup> (кг·с<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>

## - Калориферы -

Номер:	М о д е л ь				Воздухонагреватели кондиционеров		Количество рядов трубок
	КВС	КВБ	КСК3	КСК4	Тип кондиционера	1	
I	<u>9908</u>	<u>10349</u>			KД10A	<u>10653</u>	<u>13371</u>
	I010	I055				I086	I363
2	<u>I0732</u>	<u>III74</u>			KД 20A	<u>14538</u>	<u>17265</u>
	I094	II39				I482	I760
3	<u>II556</u>	<u>II997</u>			KТЦ базовые теплообменники		
	II78	I223					
4	<u>I2125</u>	<u>I2822</u>			I-метровый	<u>14538</u>	<u>17265</u>
	I262	I307				I482	I760
5	<u>I4028</u>	<u>I4469</u>			I,5-метровый	<u>22347</u>	<u>25064</u>
	I430	I475				2278	2555
6	<u>I0349</u>	<u>II095</u>	<u>I6451</u>	<u>I7501</u>	2-метровый	<u>30146</u>	<u>32873</u>
	I055	II31	I677	I784		3073	3351
7	<u>III74</u>	<u>II919</u>	<u>I7618</u>	<u>I8708</u>			
	II39	I215	I796	I907			
8	<u>II997</u>	<u>I2743</u>	<u>I8786</u>	<u>I9875</u>			
	II23	I299	I915	2026			
9	<u>I2822</u>	<u>I3557</u>	<u>I9943</u>	<u>21033</u>			
	I307	I388	2033	2144			
10	<u>I4469</u>	<u>I5215</u>	<u>22268</u>	<u>23367</u>			
	I475	I551	2270	2382			
II	<u>I7070</u>	<u>I8246</u>	<u>25996</u>	<u>26487</u>			
	I795	I860	2650	2700			
12	<u>I8629</u>	<u>I7864</u>	<u>25996</u>	<u>26487</u>			
	I899	I821	2650	2700			

Примечание: В числителе даны значения в системе единиц СИ,  
в знаменателе - в системе единиц МКСС

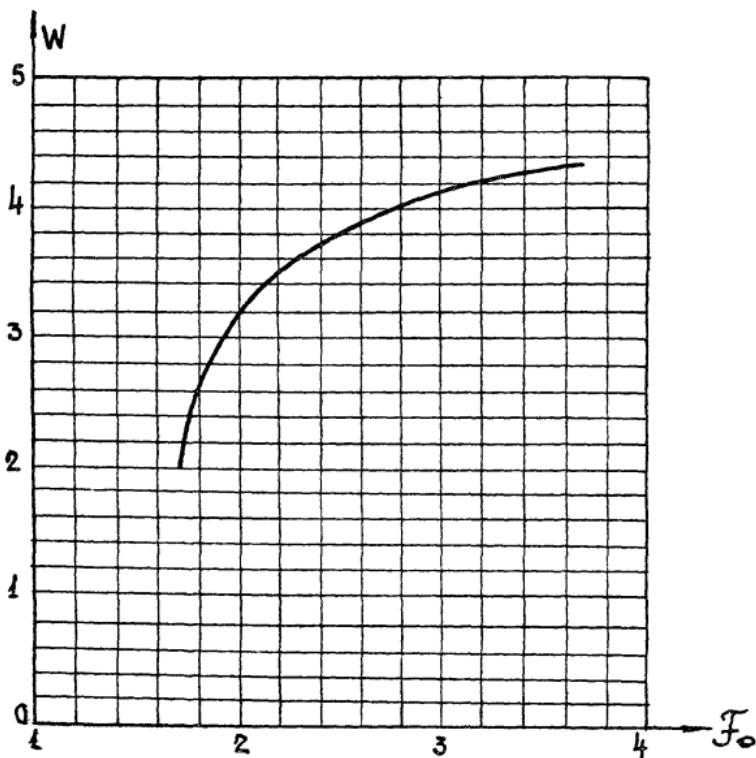


Рис. 5 Отношения водяных эквивалентов при начальной температуре приточного воздуха ниже  $-25^{\circ}\text{C}$ .

Примечание. При  $F_0 \leq 1,7$  принимать  $W=2$ .

Взамен стр. 35  
2.е. спец. ОНФ /Мотыкин А.З./ 19.01.82 г.

17385-01

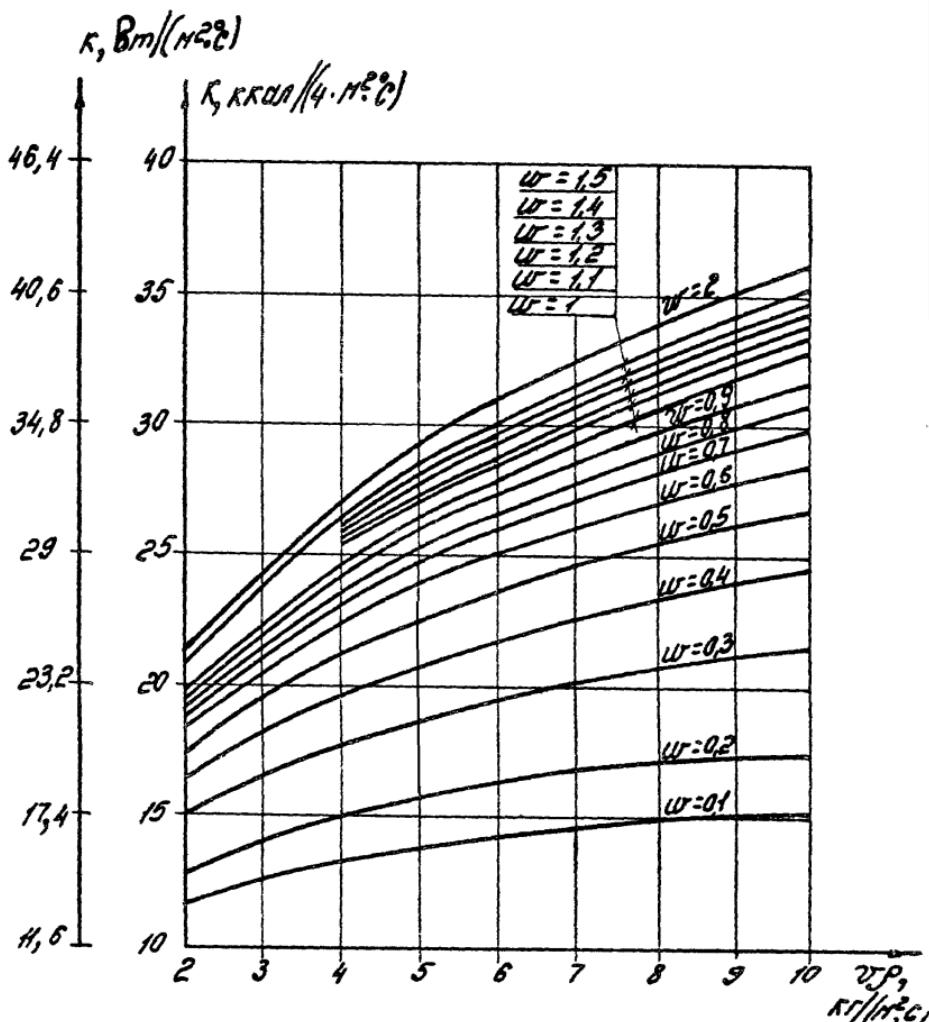


Рис. 6. Коэффициенты теплопередачи калориферов пластинчатых  
 $k_{BC}$ ,  $k_{BB}$

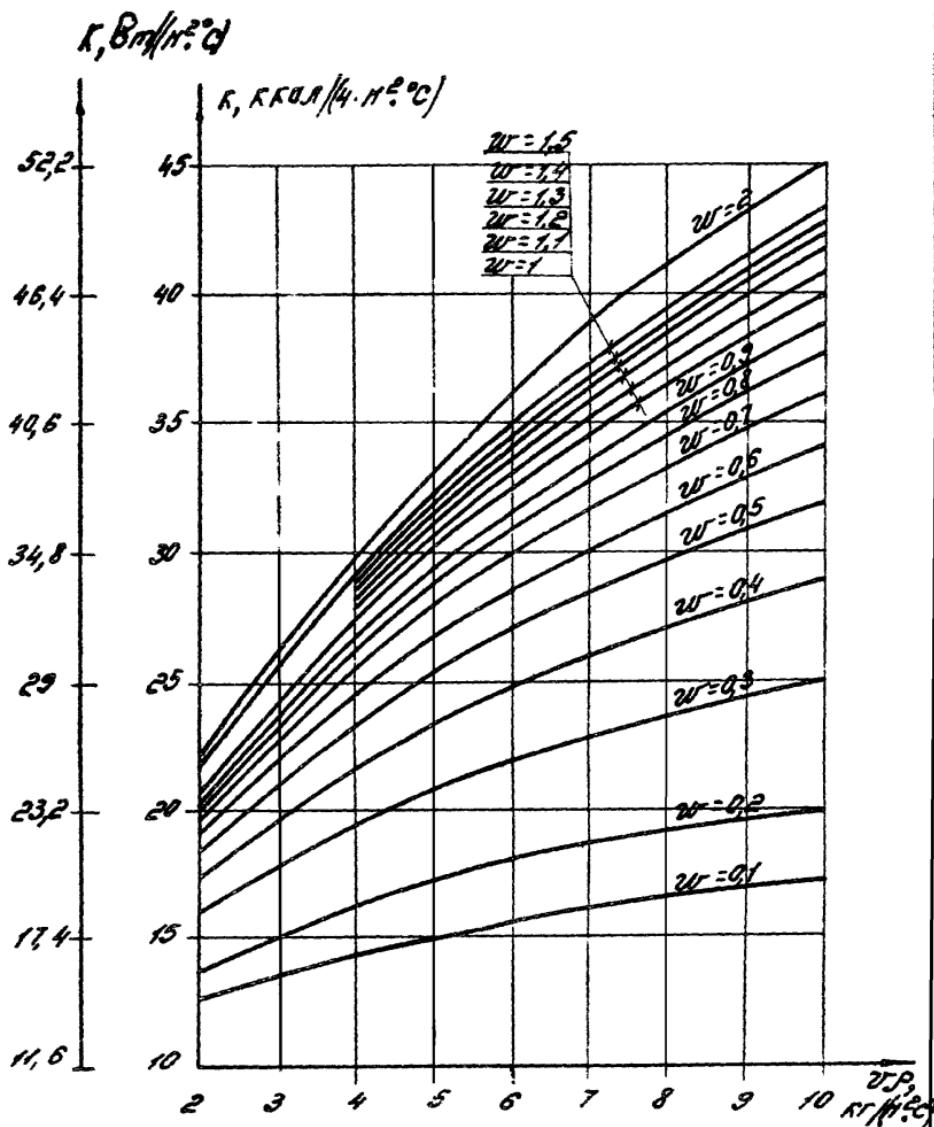


Рис. 7. Коэффициенты теплопередачи калориферов  
биметаллических с погодными  
изменениями  $Kc$

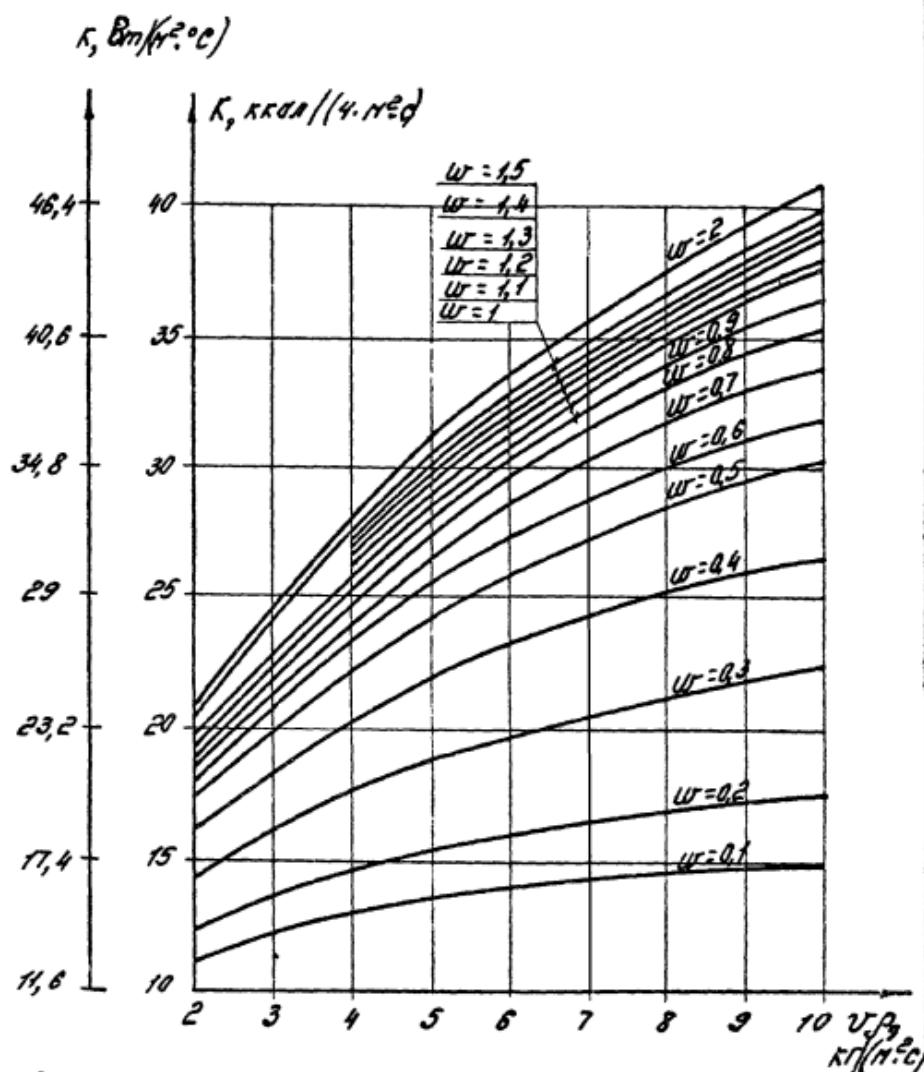


Рис. 8. Коэффициенты теплопередачи воздушноагрегатов центральных кондиционеров КГЦ

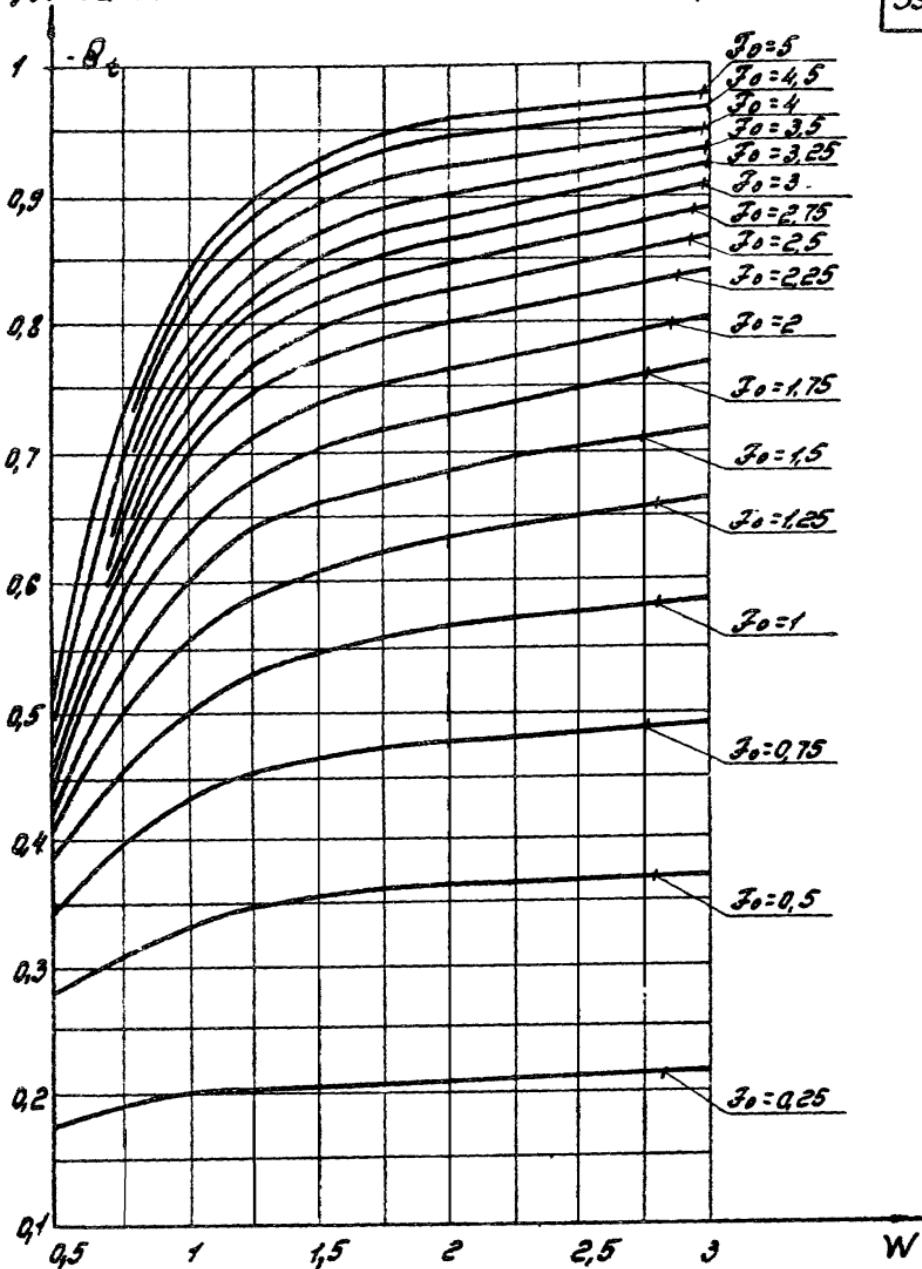


Рис. 9. Температурная эффективность теплообменников

904-02220

 $\theta_{t,00}$  $W=1$ 

Продолжение

40

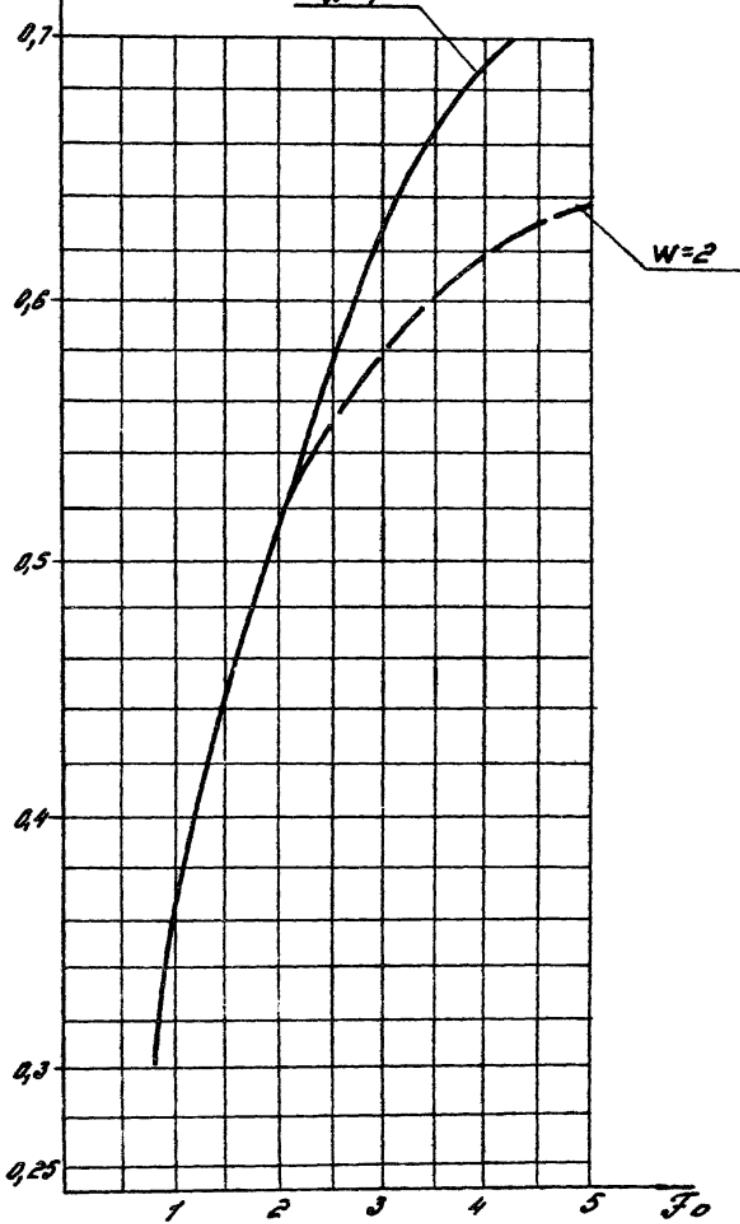


Рис. 10 общая температурная эффективность установки, работающей в режиме сухого теплообмена

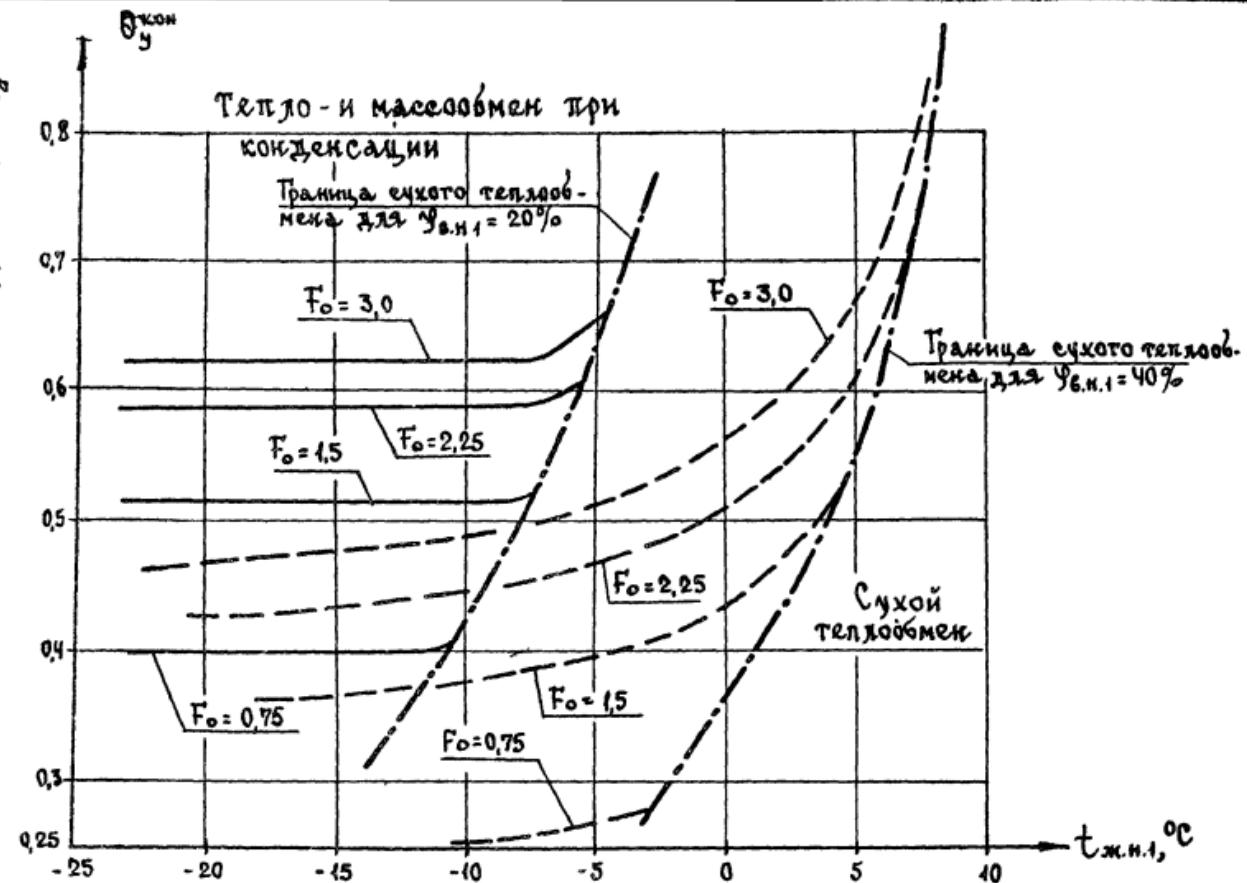


Рис. 11 Энталпийная эффективность воздухоохранителей вытяжного канала при  $W=0,8-1,8$

Взятое  
2.1. спеч. ~~Одес~~ /Молчан. 1.3/ 19.01.82.

17385-01

004-02-18

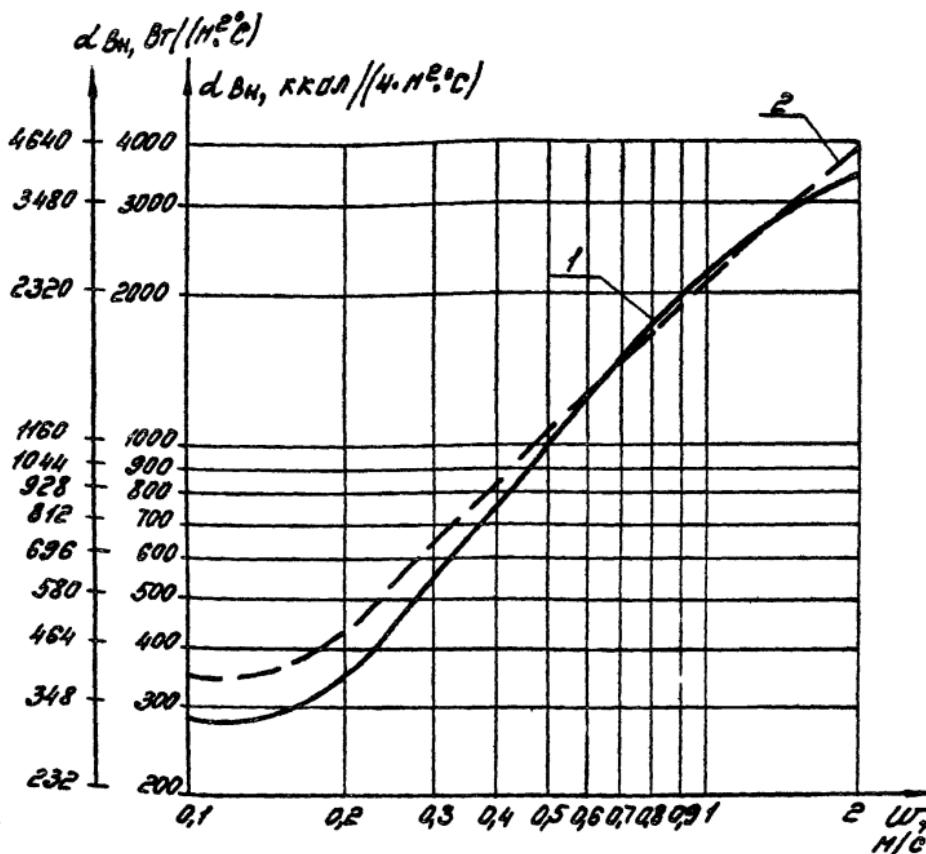


Рис. 12. Коэффициенты внутреннего теплообмена теплообменников  
1 - КГЦ; 2 - КВС; КВБ; КСК

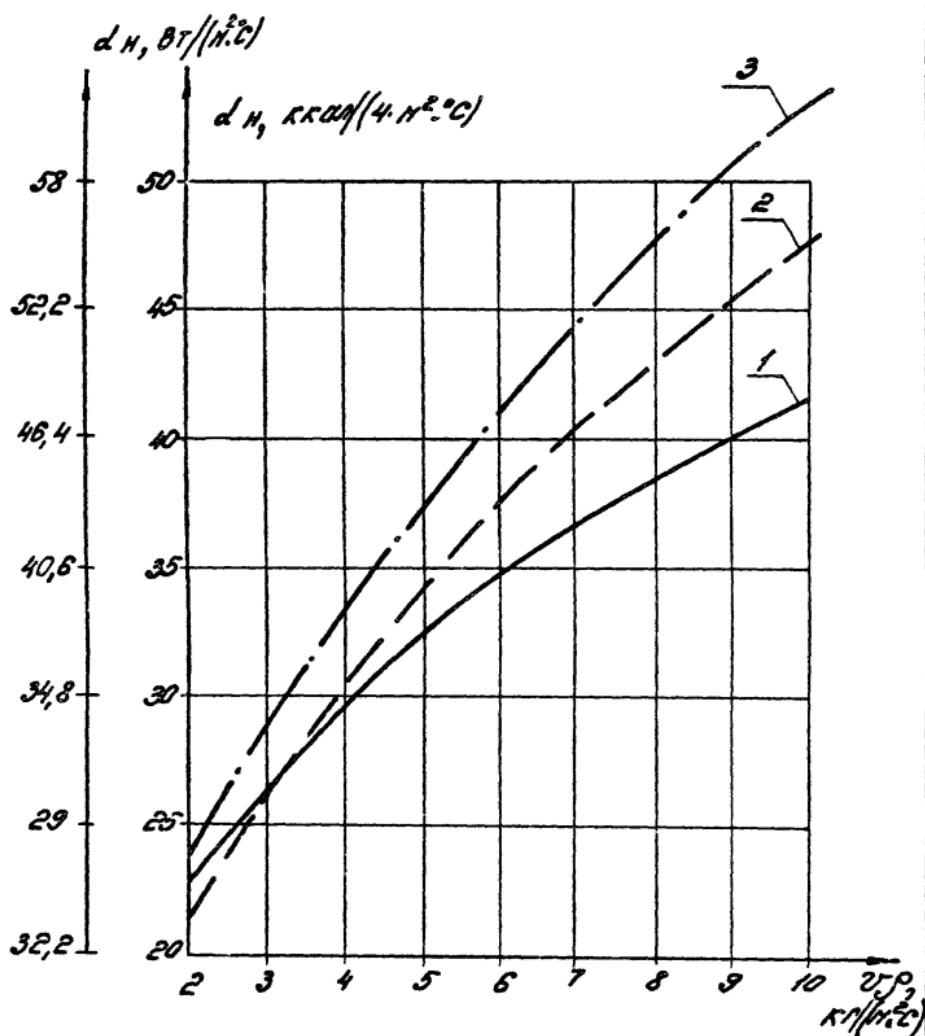


Рис. 13. Коэффициенты наружного теплообмена теплообменников  
1 - КВС, КТБ; 2 - КТЦ; 3 - КСК

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

I. Пример I. Расчёт системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем двух установок (одна приточная и одна вытяжная) с положительными начальными температурами приточного воздуха.

## Исходные данные

Расход воздуха, удаляемого от печи,  $G_{a,1} = 31800 \text{ кг/ч}$

Расход приточного воздуха для

воздушно-тепловой завесы  $G_{a,2} = 33600 \text{ кг/ч}$

Начальная температура удаляемого воздуха  $t_{в.н.1} = 112^\circ\text{C}$

Начальная температура приточного воздуха  $t_{в.н.2} = 15^\circ\text{C}$

Конечная температура приточного воздуха  $t_{в.к.2} = 50^\circ\text{C}$

Место строительства - Москва.

Требуется определить:

тип и количество теплообменников, необходимых для установки в каналах вытяжного и приточного воздуха;

конечную температуру приточного воздуха после воздухо-нагревателей;

количество утилизированного тепла при расчётной начальной температуре приточного воздуха.

## Порядок расчёта

1. В соответствии с п. 3.3 принимается система утилизации по принципиальной схеме на рис. I приложения I.

2. Необходимое живое сечение по воздуху теплообменников в вытяжном и приточном каналах по формуле (5.1) равно

$$f_{a,1} = \frac{31800}{3600 \cdot 5} = 1,77 \text{ м}^2; \quad f_{a,2} = \frac{33600}{3600 \cdot 5} = 1,87 \text{ м}^2.$$

3. Принимается по два теплообменника КВС II-II, установленные параллельно движению воздуха в вытяжном и приточном каналах,

$$\begin{aligned} f_{\delta 1} &= 0,8665 \times 2 = 1,733 \text{ м}^2; \quad A_{\phi 1} = 2 \times 72 = 144 \text{ м}^2; \\ f_{\delta 2} &= 1,733 \text{ м}^2; \quad A_{\phi 2} = 2 \times 72 = 144 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

4. Фактическая массовая скорость движения воздуха по формуле (5.3) равна

$$v_f^p_1 = \frac{31800}{3600 \cdot 1,733} = 5,097 \text{ кг/}(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

$$v_f^p_2 = \frac{33600}{3600 \cdot 1,733} = 5,38 \text{ кг/}(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

5. Расход промежуточного теплоносителя по каналу с большим расходом воздуха согласно формуле (5.4) равен

$$G_x = \frac{1 \cdot 33600 \cdot 0,24}{1,0} = 8064 \text{ кг/ч.}$$

В соответствии с п.6.1 принимается  $W_5 = 1$

В соответствии с п.2.9 в качестве промежуточного теплоносителя принимается вода, с = 1 ккал/ (кг·°C).

6. Определяется  $W$  для установки в канале с меньшим расходом воздуха по формуле (5.5)

$$W_1 = \frac{8064 \cdot 1}{31800 \cdot 0,24} = 1,056.$$

7. Скорость движения промежуточного теплоносителя в трубках определяется по формуле (5.6)

$$W_1 = \frac{8064}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,002316,2} = 0,484 \text{ м/с};$$

$$W_2 = 0,484 \text{ м/с.}$$

8. Коэффициенты теплопередачи по графику рис. 6 приложения 3 при  $v_f^p_1 = 5,098 \text{ кг/}(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и  $W_1 = 0,484 \text{ м/с}$   $K_1 = 22,4 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)}$ ;

при  $v_f^p_2 = 5,38 \text{ кг/}(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и  $W_2 = 0,484 \text{ м/с}$   $K_2 = 22,85 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)}$

По п. 5.10 уточняются коэффициенты теплопередачи с учётом температурной поправки  $\epsilon$

$$\text{при } t_{\text{ср}} = \frac{112 + 15}{2} = 63,5^{\circ}\text{C};$$

$$\epsilon = 1,15; K_1 = 22,4 \cdot 1,15 = 25,6 \text{ ккал/(ч.м.}^2\text{C});$$

$$K_2 = 22,85 \cdot 1,15 = 26,3 \text{ ккал/(ч.м.}^2\text{C}).$$

9. Определяется необходимая общая температурная эффективность установки, исходя из заданной конечной температуры приточного воздуха,  $t_{\text{вкz}} = 50^{\circ}\text{C}$  по формуле

$$\Phi_{\text{об}} = \frac{t_{\text{вкz}} - t_{\text{в.н.2}}}{t_{\text{в.н.1}} - t_{\text{в.н.2}}} = \frac{50 - 15}{112 - 15} = 0,361.$$

10. По графику рис. 10 приложения 3 определяется необходимый безразмерный параметр, обеспечивающий  $\Phi_{\text{об}} = 0,361$ , при  $W = 1$

$$\tilde{F}_{\alpha_1} = 1,2; \quad \tilde{F}_{\alpha_2} = 1,2.$$

II. Необходимая общая теплообменная поверхность теплообменников определяется по формуле (5.8)

$$\tilde{F}_{\text{об1}} = \frac{1,2 \cdot 31800 \cdot 0,24}{25,6} = 357,8 \text{ м}^2;$$

$$\tilde{F}_{\text{об2}} = \frac{1,2 \cdot 33600 \cdot 0,24}{26,3} = 367,94 \text{ м}^2.$$

12. Количество теплообменников, устанавливаемых последовательно по ходу движения воздуха, определяется по формуле (5.9)

$$N_1 = \frac{357,8}{144} = 2,48; \quad N_2 = \frac{367,94}{144} = 2,56.$$

Принимается по три теплообменника по ходу движения воздуха. Всего в каждом канале устанавливается по 6 (2x3) калориферов КВС II-II

13. Общая теплообменная поверхность определяется по формуле (5.10)

$$F_{\text{об.ф.1}} = 3 \cdot 144 = 432 \text{ м}^2, \quad F_{\text{об.ф.2}} = 432 \text{ м}^2.$$

14. Фактическое значение безразмерных параметров определяется по формуле (5.11)

$$F_{\alpha_{\text{ф.1}}} = \frac{25,6 \cdot 432}{31800 \cdot 0,24} = 1,44;$$

$$F_{\phi,2} = \frac{26,3,432}{33600,0,24} = 1,4.$$

Невязка по меньшему  $F_{\phi} = 1,4$  составляет менее 25% (см.

п.5.14)

15. По  $F_{\phi,1}, W_1$  и  $F_{\phi,2}, W_2$  на рис. 9 приложения 3 определяется температурная эффективность установок вытяжного и приточного каналов

$$\vartheta_{t,1} = 0,56; \quad \vartheta_{t,2} = 0,55$$

16. Определяется общая эффективность установки по формуле (5.12)

$$\vartheta_{t,ob} = \frac{\frac{I}{I} \cdot \frac{31800}{31800} = 0,369.}{\frac{I}{0,56} + \frac{I}{0,55} \cdot \frac{33600}{33600} = 0,947}$$

Подправочный коэффициент  $\xi = 1$  (см. п.6.1)

17. Конечная температура приточного воздуха воздушно-тепловой завесы определяется по формуле (5.13)

$$t_{v,k,2} = 0,369 \cdot (112-15) + 15 = 50,8^{\circ}\text{C}.$$

18. Количество утилизированного тепла при расчетной начальной температуре приточного воздуха определяется по формуле (5.17)

$$Q_y = 33600 \cdot 0,24 (50,8-15) = 288691 \text{ ккал/ч.}$$

2. Пример 2. Расчет системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем двух установок (одна приточная и одна вытяжная) с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и переменным расходом теплоносителя

#### Исходные данные

Расход воздуха, удаляемого системами местных отсосов от модулированного оборудования кухни,  $G_{s,1} = 33280 \text{ кг/ч}$ . Расход приточного воздуха в зал столовой на 350 мест  $G_{s,2} = 22320 \text{ кг/ч}$ .

Начальная температура удаляемого воздуха  $t_{s,1} = 30^{\circ}\text{C}$ .

Относительная влажность удаляемого воздуха  $\varphi_{s,1} = 60\%$

Начальная температура приточного воздуха  $t_{v,k,2} = 25^{\circ}\text{C}$

Конечная температура приточного воздуха  $t_{v,k,2} = 16^{\circ}\text{C}$

17385-01

Энтальпия удалаемого воздуха  $\gamma_{a,1} = 17$  ккал/кг

В приточном канале установлена приточная камера типа ПК 25

Место строительства - Москва.

Требуется определить:

тип и количество теплообменников, необходимых для установки в каналах вытяжного и приточного воздуха;

конечную температуру приточного воздуха после утилизационных воздухонагревателей;

количество утилизированного тепла при расчетной начальной температуре приточного воздуха.

#### Порядок расчета

1. В соответствии с п.п. 3.4, 3.5 принимается система утилизации по принципиальной схеме на рис.2 приложения 3.

2. Необходимое живое сечение по воздуху воздухоохладителей вытяжного канала определяется в соответствии с п.5.1 по формуле(5.1)

$$f_{a,1} = \frac{33380}{3600 \cdot 5,5} = 1,686 \text{ м}^2.$$

3. К установке в вытяжном канале принимаются два калорифера

$$\text{КСк 4-II-02} \quad f_{a,1} = 0,685 \text{ м}^2;$$

$$\text{КСк 4-I2-02} \quad f_{a,1} = 1,027 \text{ м}^2;$$

$$f_{a,1} = 0,685 + 1,027 = 1,712 \text{ м}^2$$

4. На приточном канале установлена приточная камера типа ПК 25, конструктивно компонуемая тремя калориферами КСк 4-I0-02 по фронту

$$f_{a,2} = 0,24 \cdot 3 = 0,72 \text{ м}^2$$

5. Фактическая массовая скорость движения воздуха определяется по формуле (5.3)

$$Vp_1 = \frac{33380}{3600 \cdot 1,712} = 5,4 \text{ кг/м}^2\text{с}; Vp_2 = \frac{22320}{3600 \cdot 0,72} = 8,6 \text{ кг/м}^2\text{с}.$$

6. Расход промежуточного теплоносителя по каналу с большим расходом воздуха определяется по формуле (5.4)

$$G_x = \frac{2 \cdot 33380 \cdot 0,24}{0,835} = 19188 \text{ кг/ч.}$$

Согласно п.2.8 в качестве промежуточного теплоносителя принимается 28%-ный раствор нитрита натрия,  $c = 0,835 \text{ ккал}/(\text{кг.}^{\circ}\text{C})$

7. По формуле (5.5) определяется  $W$  для установки в канале с меньшим расходом воздуха

$$W_2 = \frac{19188 \cdot 0,835}{22320 \cdot 0,24} = 2,99$$

8. Скорость движения промежуточного теплоносителя в трубках теплообменников в вытяжном и приточных каналах определяется по формуле (5.6)

$$\omega_1 = \frac{19188}{3600 \cdot 1214 \cdot 0,00429} = 1,02 \text{ м/с};$$

$$\omega_2 = \frac{19188}{3600 \cdot 1214 \cdot 0,00111 \cdot 3} = 1,32 \text{ м/с.}$$

9. Коэффициенты теплопередачи теплообменников каждого канала определяются по графику рис. 7 приложения 3  
 при  $\nu \rho_1 = 5,4 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$  и  $\omega_1 = 1,02 \text{ м/с}$   $K_1 = 31,3 \text{ ккал}/(\text{ч.м}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C})$ ;  
 при  $\nu \rho_2 = 8,6 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$  и  $\omega_2 = 1,32 \text{ м/с}$   $K_2 = 39,46 \text{ ккал}/(\text{ч.м}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C})$ .

10. Уточнение коэффициентов теплопередачи с учётом температурной поправки определяется по п.5.10

$$\text{при } t_{\text{ср.}} = \frac{30 - 25}{2} = 2,5^{\circ}\text{C} \quad \epsilon = 1;$$

$$K_{\phi,1} = 31,3 \cdot 1 = 31,3 \text{ ккал}/(\text{ч.м}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C});$$

$$K_{\phi,2} = 39,46 \cdot 1 = 39,46 \text{ ккал}/(\text{ч.м}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C}).$$

11. Необходимая общая теплообменная поверхность теплообменников устанавливается по формуле (5.8)

$$F_{\text{од.1}} = \frac{2,33380 \cdot 0,24}{31,3} = 490 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{од.2}} = \frac{2,22320 \cdot 0,24}{39,46} = 267 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{од.1}} = F_{\text{од.2}} = 2 \text{ в соответствии с п.5.5.}$$

12. Количество теплообменников, устанавливаемых последовательно

по ходу воздуха определяется по формуле (5.9)

$$\eta_1 = \frac{512}{(90,04 + 136,02)} = 2,31 ;$$

$$\eta_2 = \frac{271,5}{30,82 + 3} = 2,74 .$$

Принимается по ходу воздуха по три теплообменника.

13. Общая теплообменная поверхность теплообменников определяется по формуле (5.10)

$$F_{\text{общ}} = 3 \times 226,06 = 678 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{общ.д.}} = 3 \times 92,46 = 277 \text{ м}^2.$$

14. Определяются фактические значения безразмерных параметров по формуле (5.11)

$$Fo_{\phi,1} = \frac{31,3 \cdot 678}{33380 \cdot 0,24} = 2,65 ;$$

$$Fo_{\phi,2} = \frac{39,46 \cdot 277}{22320 \cdot 0,24} = 2,04$$

Невязка по меньшему значению  $Fo = 2,04$  составляет только 3,5%, что допустимо (см.п.5.14)

15. По  $Fo_{\phi,1}, W_1$  и  $Fo_{\phi,2}, W_2$  определяется температурная эффективность установок вытяжного и приточного каналов по графику рис. 9 приложения 3.

$$\theta_{t,1} = 0,81 ; \quad \theta_{t,2} = 0,8 .$$

16. Определяется общая эффективность установки по формуле (5.12)

$$\theta_{t,\text{общ}} = \frac{I}{\frac{I}{0,81} + \frac{I}{0,8}} \cdot \frac{33380}{22320} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{33380}{22320} \cdot I, I=0,634$$

При  $\varphi_{t,2}=60\%$  поправочный коэффициент  $\xi = 1,1$  (см.п.5.16).

17. Конечная температура приточного воздуха после теплообменников приточного канала определяется по формуле (5.13)

$$\theta_{t,1,2} = 0,634 \cdot (30+25)-25 = 9,9^{\circ}\text{C} .$$

18. Конечную энталпию вытяжного воздуха после теплообменников вытяжного канала находят по формуле (5.14)

$$T_{e.k.1} = 17 - \frac{(9,9+25) \cdot 22320 \cdot 0,24}{33380} = 11,41 \text{ ккал/кг.}$$

По  $\bar{Y}$ - $d$  диаграмме при  $T_{e.k.1} = 11,41 \text{ ккал/кг}$  и  $\varphi = 100\%$  находят конечную температуру вытяжного воздуха

$$T_{e.k.1} = 16,8^\circ\text{C} \text{ (см. п. 5.19).}$$

19. Температура промежуточного теплоносителя на входе в воздухонагреватели приточного канала  $T_{x.k.2}$ , обеспечивающая конечную температуру приточного воздуха  $T_{e.k.2} = 9,9^\circ\text{C}$ , определяется по формуле (5.15)

$$T_{x.k.2} = \frac{(9,9 + 25) + 0,8 \cdot (-25)}{0,81} = 13,18^\circ\text{C}.$$

20. Температура промежуточного теплоносителя после воздухонагревателей приточного канала определяется по формуле (5.16)

$$T_{x.k.2} = 0,81 \cdot \frac{1}{2,99} \cdot (-25 - 13,18) + 13,18 = 2,84^\circ\text{C}.$$

Поскольку  $T_{x.k.2}$  меньше  $5^\circ\text{C}$ , то выбранный в качестве промежуточного теплоносителя 28%-ный раствор нитрита натрия принят верно (см. п.п. 2.8, 2.9).

21. Количество утилизированного тепла при расчётной начальной температуре приточного воздуха определяется по формуле (5.17),

$$Q_y = 22320 \cdot 0,24 \cdot (9,9+25) = 187000 \text{ ккал/ч.}$$

3. Пример 3. Расчёт системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем группы установок с отрицательными начальными температурами приточного воздуха и подогревом теплоносителя

#### Исходные данные

I. Воздух, удаляемый системами местных отсосов и технологических выбросов, направляется по раздельным каналам к четырем утилизационным установкам (B1-B4).

Данные по удаляемому воздуху приведены ниже.

Наименование установки	Расход удаляемого воздуха $G_{\text{в.1}}$ , кг/ч	Начальная температура удалаемого воздуха $t_{\text{в.1}}$ , °C	Относительная влажность удалаемого воздуха $\varphi_1, \%$
В1	31080	80	20 <36
В2	10200	80	20 <36
В3	20400	80	20 <36
В4	43560	35	20 <36

2. Утилизированное тепло удаляемого воздуха используется для нагрева приточного воздуха в трех центральных кондиционерах (П1 - П3) и трех приточных камерах (П4 - П5, П6).

Данные по приточному воздуху приведены ниже

Наименование установки	Тип, марка	Расход приточного воздуха $G_{\text{в.2}}$ , кг/ч	Температура приточного воздуха, °C			
			начальная $t_{\text{в.2.1}}$	конечная $t_{\text{в.2.2}}$	первый подогрев	второй подогрев
П1	КТЦ 31,5	28800	-27	7	21,5	20
П2	КТЦ 31,5	37800	-27	7	21,5	20
П3	Кд 20А	20700	-27	7	21,5	20
П4	ИПК 25	21600	-27	-	18	-
П5	ИПК 50	45400	-27	-	18	-
П6	ИПК 25	13800	-27	-	18	-

Место строительства - Владимир.

Требуется определить:

принципиальную схему системы утилизации.

приточных и вытяжных каналах;

требуемый подогрев промежуточного теплоносителя;

количество утилизированного тепла при расчётной начальной температуре приточного воздуха.

### Порядок расчёта

I. В соответствии с п.3.8. принимается система утилизации тепла с подогревом теплоносителя. Принципиальная схема выбранной системы приведена на рис. 14.

2. В соответствии с п.2.8. в качестве промежуточного теплоносителя принимается 28%-ный раствор нитрата натрия.

3. Производятся расчёты воздухонагревателей установок приточного воздуха. В данном примере сначала рассчитываются воздухонагреватели второго подогрева систем П1, П2, П3.

4. Определяется фактическая массовая скорость движения воздуха для воздухонагревателя второго подогрева каждого кондиционера по формуле (5.3)<sup>x</sup>

$$Vp_2 = \frac{28800}{3600 \cdot 1.44} = 5.55 \text{ kg/(m}^2\text{.c.)}$$

5. Определяется расход промежуточного теплоносителя для воздухонагревателей второго подогрева каждого кондиционера по формуле (5.4)

$$G_{x_2} = \frac{I \cdot 28800 \cdot 0,24}{0,835} = 8278 \text{ кг/ч}$$

В соответствии с п. 7.1 принимается  $W = I$ .

6. В отличие отл. 5.1.2 принимается количество воздухонагревателей, установленных последовательно по ходу движения воздуха. К установке принимаются один двухрядный и один однорядный базовый теплообменник кондиционеров КТЦ, соединенных по теплоносителю: в системах П1 и П2 параллельно, в системе П3 - последовательно.

7. Определяется общая теплообменная поверхность воздухонагревателей второго подогрева каждого кондиционера.

$$F_{\text{eff},2} = 111.4 + 55.8 = 167.2 \text{ N}^2$$

х/в п.п. 4-II приводится расчёт воздухонагревателей второго подогрева системы П1

### Подогрева системы III Внесены изменения З. А. Смирнова 31/03/1998

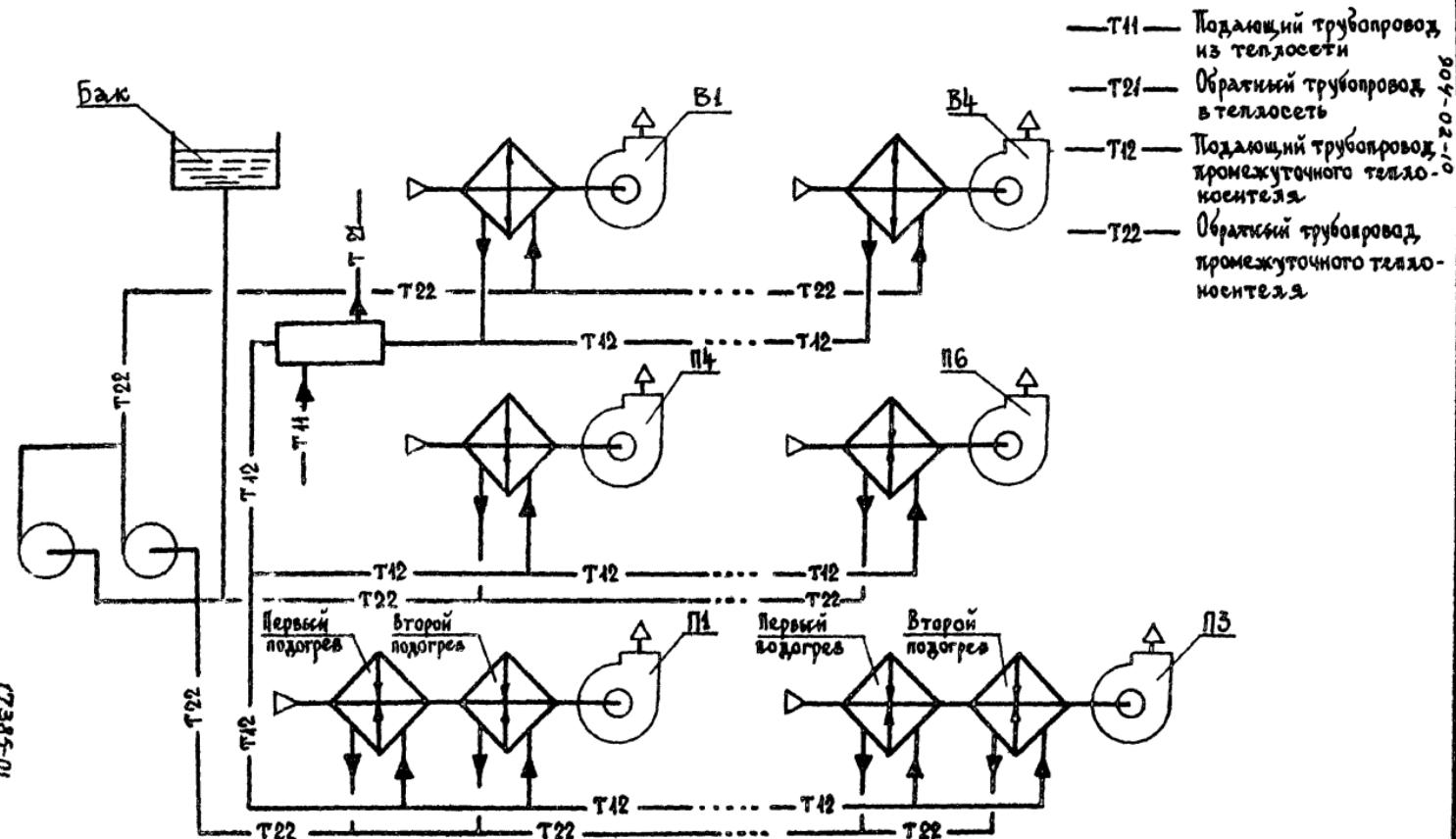


Рис. 14. Принципиальная схема системы утилизации тепла с промежуточным теплоносителем для групп приочных и вытяжных установок.

8. Определяется скорость движения промежуточного теплоносителя в трубках воздухонагревателей второго подогрева по формуле (5.6)

$$\omega_2 = \frac{8278}{3600 \cdot 1214 \cdot 0.00439} = 0,43 \text{ м/с.}$$

9. Определяются коэффициенты теплопередачи воздухонагревателей второго подогрева по графику рис. 8 приложения 3.

при  $\nu\rho_2 = 5,55 \text{ кг/}(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и  $\omega_2 = 0,43 \text{ м/с}$   $K_2 = 19,44 \text{ ккал/}(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C})$

10. Уточняются коэффициенты теплопередачи с учётом температурной поправки по п. 5.10

$$\text{при } \zeta_{cp} = \frac{61,4 + 7}{2} = 34,2 {}^\circ\text{C} \text{ и } \varepsilon = 1,15$$

$$K_{\phi 2} = 19,44 \cdot 1,15 = 22,36 \text{ ккал/}(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{C}).$$

Среднемассовая температура удалаемого воздуха систем BI-B4 равна  $61,4 {}^\circ\text{C}$ .

II. Фактическое значение безразмерного параметра для воздухонагревателей второго подогрева каждой системы (П1-П3) определяется по формуле (5.11)

$$F_{\phi 2} = \frac{22,36 \cdot 167,2}{28800 \cdot 0,24} = 0,54$$

12. Результаты расчёта воздухонагревателей второго подогрева систем П1, П2, П3 по п.4-II приведены ниже

Наименование системы	$f_{B2}$	$f_{X2}$	$F_{\phi 2}$	$\nu\rho_2$	$G_{K2}$	$\omega_2$	$K_2$	$\varepsilon$	$K_{\phi 2}$	$F_{\phi 2}$
	$\text{м}^2$	$\text{м}^2$		$\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$	$\text{кг/ч}$	$\text{м/с}$	$\text{ккал/}(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$	$\text{ккал/}(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$	$\text{ккал/}(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$	$F_{\phi 2}$
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

П1 1,44 0,00439 167,2 5,55 8278 0,43 21,1 1,15 24,26 0,54

П2 1,44 0,00439 167,2 7,30 10865 0,57 24,6 1,15 28,32 0,54

П3 0,67 0,00219 81,8 0,58 5950 0,62 26,5 1,15 30,43 0,54

13. Определяется температурная эффективность принятых воздухонагревателей второго подогрева кондиционеров по графику на рис.9 приложения 3.

$$\Theta_{\phi 2} = 0,35$$

## Порядок расчета

1. Определяются основные технико-экономические показатели

Основные технико-экономические показатели, руб.

Показатель	Сравниваемые варианты	
	Аналог	Предлагаемое решение
I. Стоимость системы	2585	5252
II. Годовые издержки в сфере эксплуатации		
Стоимость электроэнергии	119	348
Стоимость тепла	7819	-
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт прочно-вытяжного оборудования	54	110
Затраты на обслуживание устройств систем утилизации:		
ежедневное обслуживание, чистка, осмотр	-	182
текущий ремонт	-	214
Итого по п.II	7992	804

Дополнительные вложения в производственные фонды составили 2667 руб.

2. Экономический эффект от внедрения системы утилизации определяется по формуле (9.1)

$$\mathcal{I} = [(7,99-0,8) \frac{1}{0,12} + (2,59-5,25) + 0,12 (-2,67)] =$$

$$= 59,9 - 2,66 - 0,32 = 57 \text{ тыс. руб.}$$

3. Срок окупаемости системы определяется по формуле (9.2)

$$T = \frac{5,25 - 2,59}{7,99 - 0,8} = \frac{2,66}{7,11} = 0,4 \text{ года.}$$

5. Расчет экономической эффективности  
системы утилизации к примеру 2

## Исходные данные

Показатель	Сравниваемые варианты		Обоснование
	Аналог	Предлагаемое решение	
Производительность системы вентиляции, тыс. м <sup>3</sup> /ч	20	20	
Стоимость системы, тыс. руб.	5,37	10,93	Сметные расчёты
Год внедрения		1981	
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования, %	2,1	2,1	Нормы амортизационных отчислений Госплана СССР, шифр 41601
Амортизационные отчисления от стоимости дополнительной площади под оборудование системы утилизации, %	2,4	2,4	Шифр 10.000
Годовой расход электроэнергии, тыс.кВт.ч	45,1	72,8	Проектные данные
Стоимость 1000 кВт.ч потребляемой электроэнергии (с учетом коэффициента приведения 1,6), руб.	30,98	30,98	
Годовой расход тепла, Гкал	294,22	12,45	Проектные данные
Стоимость 1 Гкал тепла (с учетом коэффициента приведения 1,8), руб.	8,64	8,64	
Площадь, занимаемая системами утилизации в межферменном пространстве, м <sup>2</sup>	-	25	Проектные данные
Стоимость 1 м <sup>2</sup> площади, занимаемой системами утилизации, руб.		55	Инструкция Минстройдормаша табл. 4 К=0,5

Режим работы двухсменный, место строительства - Москва.

Требуется определить: экономический эффект от внедрения системы утилизации; срок окупаемости утилизационных устройств.

## Порядок расчета

I. Определяются основные технико-экономические показатели.

Технико-экономические показатели, руб.

Наименование показателей	Сравниваемые варианты	
	Аналог	Предлагаемое решение
I. Стоимость системы	5370	9550
Стоимость площади, занимаемой утилизаторами	-	1375
Итого	5370	10925
II. Годовые издеражки в сфере эксплуатации		
Стоимость электроэнергии	1397	2255
Стоимость тепла	2540	108
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования	113	201
Амортизационные отчисления от стоимости дополнительной площади под оборудование системы утилизации	-	38
Затраты на обслуживание устройств систем утилизации:		
ежедневное обслуживание, чистка, осмотр	-	200
текущий ремонт	-	324
Итого по п.II	4050	3121
Дополнительные вложения в производственные фонды составили	4180 руб.	
Экономический эффект от внедрения системы утилизации определяется по формуле (9.1)		
$\exists = [(4,05-3,12) \cdot \frac{1}{12} + (5,37-10,93) + 0,12(-4,18)] =$		
$= 7,75 - 5,56 - 0,5 = 1,69$ тыс. руб.		
Срок окупаемости системы определяется по формуле (9.2)		
$T = \frac{10,93 - 5,37}{4,05 - 3,12} = \frac{5,56}{0,98} = 5,98 \approx 6$ лет.		

6. Расчет экономической эффективности  
к примеру 3

## Исходные данные

Показатель	Сравниваемые варианты	Обоснование
	Предполагаемое решение	Аналог
Производительность системы вентиляции, тыс. м <sup>3</sup> /ч		
Стоимость системы, тыс. руб.	39,42	66,46
Год внедрения	1981	
Нормы амортизационных отчислений на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования, %	2,1	2,1
Амортизационные отчисления от стоимости дополнительной площади под оборудование системы утилизации, %	2,4	2,4
Годовой расход электроэнергии, тыс. кВт.ч	340,69	581,5
Стоимость 1000 кВт.ч потребляемой электроэнергии (с учетом коэффициента приведения 1,6), руб.	32,26	32,26
Годовой расход тепла, Гкал	2649	806
Стоимость 1 Гкал тепла (с учетом коэффициента приведения 1,8), руб.	8,64	8,64
Площадь, занимаемая системами утилизации в межфирменном пространстве, м <sup>2</sup>	-	140
Стоимость 1 м <sup>2</sup> площади, занимаемой системами утилизации, руб.	-	55

Режим работы двухсменный, место строительства - Владимир  
Требуется определить экономический эффект от внедрения системы утилизации и срок окупаемости утилизационных устройств.

## Порядок расчета

## I. Определяются основные технико-экономические показатели

## Основные технико-экономические показатели, руб.

Наименование показателей	Сравниваемые версия	Аналог	Предлагаемое решение
I. Стоимость системы	39420	58760	
Стоимость площади, занимаемой утилизаторами	-	7700	
Итого	39420	66460	
II. Годовые издерки в сфере эксплуатации:			
Стоимость электроэнергии	10991	18759	
Стоимость тепла	22887	6964	
Амортизационные отчисления на капитальный ремонт приточно-вытяжного оборудования	828	1234	
Амортизационные отчисления от стоимости дополнительной площади под оборудование системы утилизации	-	185	
Затраты на обслуживание устройств систем утилизации:			
ежедневное обслуживание, чистка, осмотр	-	488	
текущий ремонт	-	805	
Итого по п. II	94706	28435	

Дополнительные вложения в производственные фонды составили 19840 руб.

Экономический эффект от внедрения системы утилизации определяется по формуле (9.1).

$$3 = \left( 34,71 - 28,44 \right) \frac{1}{0,12} + (39,42 - 66,46) + 0,12(-19,34) = 52,25 - 27,04 - 2,32 = 22,89 \text{ тыс. руб.}$$

Срок окупаемости системы определяется по формуле (9.3).

$$T = \frac{66,46 - 39,42}{34,71 - 28,44} = \frac{27,04}{6,27} = 4,31 \approx 4 \text{ года.}$$