

**МИНОБРНАУКИ РОССИИ**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Тульский государственный университет»**

**Институт горного дела и строительства**

**Кафедра «Санитарно-технические системы»**

Утверждено на заседании кафедры  
«Санитарно-технические системы»  
« 20 » января 2023 г., протокол № 5

Заведующий кафедрой



Р.А. Ковалев

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к курсовой работе по дисциплине**

***«Системы обеспечения микроклимата гражданских зданий»***

**основной профессиональной образовательной программы  
высшего образования – программы магистратуры**

по направлению подготовки  
***08.04.01 – "Строительство"***

с направленностью (профилем)  
***"Теплогазоснабжение и вентиляция"***

Форма(ы) обучения: *очная, заочная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080401-05-23

Тула 2023 год

Методические указания к курсовой работе составлены доцентом В.Ф. Рожковым и обсуждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы» факультета горно-строительного

протокол № 5 от « 20 » \_\_\_\_\_ 01 \_\_\_\_\_ 2023 г.

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ Р.А.Ковалев

Методические указания к курсовой работе пересмотрены и утверждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы» факультета горно-строительного

протокол № \_\_\_\_\_ от « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 г.

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ Р.А.Ковалев

Методические указания к курсовой работе пересмотрены и утверждены на заседании кафедры «Санитарно-технические системы» факультета горно-строительного

протокол № \_\_\_\_\_ от « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 г.

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ Р.А. Ковалев

## Оглавление

Введение

### **1. Система утилизации тепла с воздухо-воздушным пластинчато-ребристым рекуперативным теплообменником (СУПРТО)**

1.1. Теоретические основы расчета

1.2. Методика расчета ПРТО

1.3. Пример расчета

### **2. Система утилизации тепла с промежуточным теплоносителем (СУПТ)**

2.1. Теоретические основы и расчетные зависимости

2.2. Методика расчета СУПТ

2.3. Пример расчета

### **3. Система испарительного охлаждения приточного вентиляционного воздуха**

3.1. Теоретические основы расчета

3.2. Методика расчета

3.3. Пример расчета

**Приложения**

**Литература**

## ВВЕДЕНИЕ

Характерной особенностью большинства административно- общественных и промышленных зданий является наличие механических общеобменных и местных систем приточно- вытяжной вентиляции. На нагрев наружного воздуха в зимний период требуются значительные затраты теплоты, а в летний период тепlopоступления с приточным воздухом составляют существенную долю их общего количества.

Одним из путей уменьшения затрат тепла является утилизация теплоты удаляемого вытяжного воздуха для предварительного нагрева холодного наружного воздуха. С этой целью могут применяться различные схемные решения [1]:

1. С рекуперативными воздухо-воздушными теплообменниками
2. С рекуперативными водо-воздушными теплообменниками и промежуточным теплоносителем
3. С регенеративными теплообменными аппаратами (ТА)
4. С теплонасосной установкой.

Самой универсальной, но и самой дорогостоящей является система с тепловым насосом. Системы с регенеративным ТА обладают тем существенным недостатком, что велика вероятность попадания удаляемого воздуха в приточный. Наиболее приемлемыми являются системы с рекуперативными воздухо- воздушными ТА и с рекуперативными водо-воздушными теплообменниками и промежуточным теплоносителем. Для утилизации теплоты воздуха, удаляемого из производственных помещений категорий А, Б и Е, содержащего взрывоопасные, горючие, легковоспламеняющиеся или вредные вещества 1 и 2-го классов опасности могут быть использованы системы 1, 2 и 4 типов, применение системы 3 не допускается.

# СИСТЕМА УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА С ВОЗДУХО-ВОЗДУШНЫМ РЕКУПЕРАТИВНЫМ ТЕПЛООБМЕННИКОМ

## 1.1 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА

Преимущества данной системы заключаются в наименьших термодинамических потерях, связанных с обеспечением температурного напора, недостатком является необходимость размещения приточной и вытяжной камеры в одном месте. Принцип действия системы с рекуперативным ТА виден из рис. 1.1: поток теплого удаляемого воздуха  $G_H$  подается в теплообменник 3, в котором он передает свою теплоту нагреваемому потоку холодного воздуха, нагнетаемым вентилятором 1.

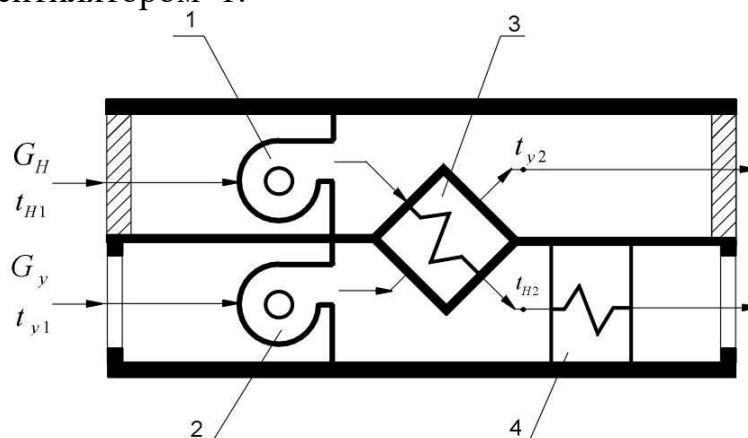


Рис. 1.1 Схема движения потоков теплоносителей в теплоутилизационной установке с рекуперативным воздухо-воздушным ТА; 1,2- приточный и вытяжной вентиляторы, 3- рекуперативный ТА, 4- теплообменник – калорифер для догрева воздуха,  $G_H$ ,  $G_y$  – расходы наружного и удаляемого потоков воздуха

Давления потоков обоих теплоносителей в теплообменнике невелики и отличаются несущественно. Это позволяет применить в качестве теплообменника – рекуператора тонкостенные материалы, обеспечивающие высокую компактность поверхности теплообмена.

Конструкции нескольких видов пластинчато-ребристых теплообменников показаны на рис.2.

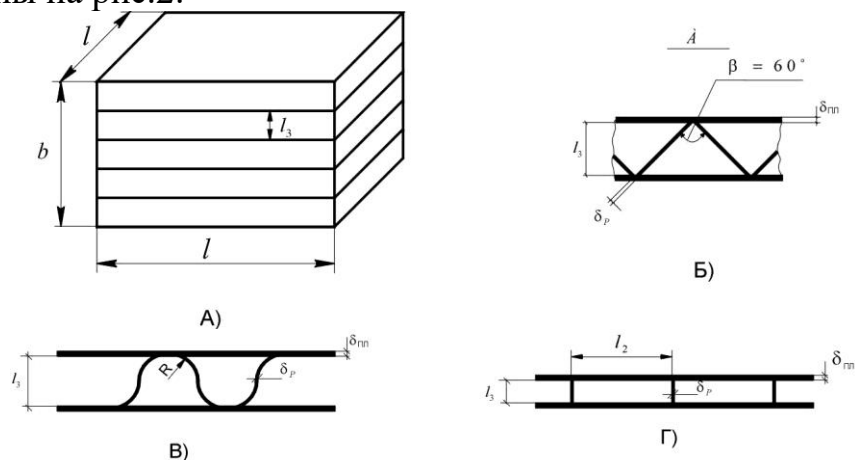


Рис. 1.2 Конструкции оребрения пластинчато-ребристых воздухо-воздушных теплообменников: а) без оребрения, б) треугольное, в) полукруглое, г) П-образное, 1-несущие пластины, 2- ребра

Основными конструктивными характеристиками пластинчато-ребристых теплообменников (ПРТО) являются тип оребрения, высота ребра (межпластинчатого канала), глубина теплообменника по ходу теплоносителя. Эти характеристики определяют величину удельной поверхности теплообмена  $F_V$  ( $\text{м}^2/\text{м}^3$ ), и свободного объема теплообменника для прохода теплоносителей  $V_{TA}(\text{м}^3/\text{м}^3)$ , приходящихся на единицу объема теплообменной насадки.

Увеличение поверхности теплообмена между потоками воздуха или степени компактности  $F_V$  достигается как типом оребрения, так и уменьшением расстояния между пластинами  $l_3$  (см. табл.1).

Количественно развитие поверхности теплообмена определяется величиной коэффициента оребрения  $\psi$ .

Коэффициенты оребрения пластин со стороны каждого потока воздуха (наружного и удаляемого) равны:

$$\Psi_H = \Psi_y = \frac{F}{F_{nl}} = \frac{F_{nl} + F_p}{F_{nl}} = 1 + \frac{F_p}{F_{nl}}, \quad (1.1)$$

$$\Psi = 1 + \frac{1}{\cos \beta} = 1 + \frac{1}{0.5} = 3 \quad (1.2)$$

- для П-образного оребрения и соотношении  $l_2/l_3 = 8$

$$\Psi = 1 + \frac{l_3}{l_2} = 1 + \frac{1}{8} = 1,125, \quad (1.3)$$

где  $l_3$ - расстояние между пластинами,  $l_2$ - расстояние между ребрами.

- для полукруглого оребрения  $l_3 = 2R$ :

$$\Psi = 1 + \frac{2\pi R}{4R} = 1 + \frac{\pi}{2} = 2.57 \quad (1.4)$$

Для плоских неоребранных каналов  $\Psi = 1$ .

Шаг размещения несущих пластин (просвет)  $l_3$  изменяется в пределах от 1 до 10 мм, толщина несущих пластин и ребер составляет  $\delta = 0,15$  мм.

Удельная поверхность теплообмена несущих пластин на  $1\text{м}^3$  объема теплообменника составляет

$$F^l = 1/(l_3 + \delta) = 1/(l_3 + 0,00015), \text{ м}^2/\text{м}^3 \quad (1.5)$$

Площадь живого сечения для прохода обоих потоков воздуха, приходящаяся на  $1\text{м}^2$  фронтального сечения

$$f_{жс}^l = 1 - \psi F^l \delta, \text{ м}^2/\text{м}^2 \quad (1.6)$$

Термическая эффективность ПРТО определяется также принятой его глубиной  $l$  по ходу воздуха и гидродинамическим режимом работы, основным фактором которого является скорость воздуха в каналах. Для обеспечения достаточной интенсивности теплообмена массовая скорость воздуха в живом сечении ПРТО должна составлять

$$\rho v = 3-4 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}.$$

Соответственно при величине массового расхода воздуха  $G_y$  площадь живого сечения ПРТО  $f_{жс}$  может быть определена по расходу удаляемого потока воздуха с обеспечением такого же сечения для приточного воздуха по зависимости

$$f_{жс} = \frac{2G_y}{v\rho} \quad (1.7)$$

Соответственно площадь фронтального сечения ПРТО

$$F_{фр} = f_{жс} / f_{жс}^l \quad (1.8)$$

Глубину теплообменной насадки ПРТО т.е. глубину его рабочего объема  $l$  рекомендуется [4] принимать в зависимости от суровости климата в районе проектирования, которая определяется числом градусочасов  $Z$  за отопительный период:

$$Z = t_{нсп} \tau, \quad (1.9)$$

где  $t_{нсп}, \tau$  - средняя температура наружного воздуха за отопительный период и его продолжительность в ч.

Глубина теплообменника принимается в следующих пределах :

$$\begin{array}{ll} Z > -5000 & l = 0.3 \text{ м} \\ -6000 < Z < -5000 & l = 0.5 \text{ м} \\ Z < -6000 & l = 0.75 \text{ м} \end{array}$$

Объём теплообменного аппарата определяется по формуле:

$$V_{ТА} = F_{фр} l, \quad (1.10)$$

Эффективность работы теплообменной поверхности несущих пластин и ребер различна по двум причинам. Во-первых, поверхность несущих пластин омывается потоками греющего и нагреваемого воздуха с обеих сторон, тогда как поверхность ребер в каждом канале омывается только одним потоком. Во-вторых, в месте контакта ребер с несущей пластиной возникает контактное термическое сопротивление, уменьшающее коэффициент термической эффективности этой теплообменной поверхности.

Для рассматриваемых ПРТО с высокими степенями компактности высота ребра изменяется в пределах от 0,5 до 5 мм, поэтому коэффициент термической эффективности ребра  $\eta_p$  высок и может быть принят равным 1. На эффективность работы ребра в ПРТО в значительной мере влияет плотность контакта ребер с несущими пластинами. Как показали исследования, величина контактного термического сопротивления в ПРТО ориентировочно составляет  $k_{КТ} = 0,7$ .

Таким образом, на эффективность ее работы необходимо вводить уменьшающий коэффициент, учитывающий контактное термическое сопротивление и разделение поверхности ребер на два потока воздуха

-для треугольного оребрения с углом  $\beta = 60^\circ$

$$\Psi_{эф} = 1 + \frac{k_{КТ}}{\cos \beta} = 1 + \frac{0,7}{2 \cdot 0.5} = 1,7 \quad (1.11)$$

-для П-образного оребрения и соотношении  $l_2/l_3 = 8$

$$\Psi_{эф} = 1 + \frac{l_3 k_{КТ}}{l_2} = 1 + \frac{0,7}{2 \cdot 8} = 1,043, \quad (1.12)$$

- для полукруглого оребрения  $l_3 = 2R$ :

$$\Psi_{\text{эф}} = 1 + \frac{d \cdot \pi \cdot k_{\text{кт}}}{2d} = 1 + \frac{\pi \cdot 0,7}{2 \cdot 2} = 1,53 \quad (1.13)$$

Эффективная площадь теплообменной поверхности, приходящаяся на каждый поток воздуха:

$$F_{\text{эф}} = V_{TA} F^1 \psi_{\text{эф}} \quad (1.14)$$

При одинаковых коэффициентах оребрения со стороны каждого теплоносителя, т.е. со сторон нагреваемого и удаляемого потоков воздуха, коэффициент теплопередачи между ними, отнесенный к полной поверхности ТА со стороны каждого теплоносителя, определяется уравнением:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_x}}, \quad (1.15)$$

где  $\alpha_H$ ,  $\alpha_x$  - коэффициенты теплоотдачи со стороны наружного и удаляемого воздуха.

Технико-экономическая эффективность утилизации теплоты в ПРТО в значительной мере определяется интенсивностью теплопередачи между потоками удаляемого и наружного нагреваемого воздуха и затратами на преодоление ими аэродинамического сопротивления. Для расчета теплоотдачи в ПРТО в работе [1] предложены уравнения вида:

$$Nu = A \cdot \text{Re}^n \left( \frac{l}{d_s} \right)^{n_1} \text{Pr}^{0.33}, \quad (1.16)$$

а для расчета фактора трения Фаннинга, используемого при определении потерь давления, уравнение

$$f = A_1 \cdot \text{Re}^n \left( \frac{l}{d_s} \right)^{n_1}, \quad (1.17)$$

где  $A$ ,  $A_1$ ,  $n$ ,  $n_1$  - эмпирические коэффициенты, полученные для различных конструкций ПРТО и режимов движения потоков воздуха и содержащиеся в таблице 2 [1]. Однако более удобно использовать обобщенные расчетные уравнения, приведенные в работе [3]. Для турбулентного режима движения воздуха, обычно имеющего место в воздуховоздушных теплообменниках, коэффициенты теплоотдачи в гладких каналах при любом типе оребрения могут быть рассчитаны по формуле

$$St \cdot \text{Pr}^{0.666} = 0.114 \cdot f^{0.53} \cdot \text{Re}^{-0.113}, \quad (1.18)$$

где  $St$ ,  $f$  - числа Стантона и Фаннинга.

$$St = \frac{\alpha}{v \rho c}, \quad (1.19)$$

где  $v$ ,  $c$ ,  $\rho$  - скорость, удельная массовая теплоемкость и плотность воздуха,  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи.



Таблица 1.2

## Величины расчетных коэффициентов

Тип оре- брен ия	$l/d_3$	$Re$	$A$	$n$	$A_1$	$n_1$
$a, \varepsilon$	$>70$	$<2000$	7,88	0,00	20,5	-1,0
		2000-8000	0,076 7	0,627	0,041 7	-0,188
$b$	$>70$	$<1200$	1,99	0,09	9,26	-0,934
		1200-5000	0,005 5	0,92	0,065	-0,257
	20-50	100-1400	1,26	0,2	8,09	-0,86
		1400-5000	0,019 7	0,77	0,302	-0,41
$\varepsilon$	$>70$	$<2000$	0,873	0,27	5,29	-0,796
		2000-10000	0,019 7	0,77	0,279	-0,41
	10-35	$<1000$	0,873	0,27	5,29	-0,796
		1000-10000	0,039 7	0,73	0,279	-0,41

При движении в каналах с гладкими ребрами любой формы (без турбулизирующих просечек) и при  $1800 < Re < 10000$  число Фаннинга может быть рассчитано по формуле

$$f = 0.078 Re^{-0.25} \quad (1.20)$$

Подставляя уравнения (1.19) и (1.20) в (1.18), получим обобщенную зависимость для расчета коэффициентов теплоотдачи в любых каналах ПРТО:

$$\alpha = 29,5 \nu \cdot c \cdot \rho \frac{Re^{-0.245}}{Pr^{0.666}}, \text{ Вт} \quad (1.21)$$

где

$$Re = \nu d_3 / \nu. \quad (1.22)$$

Величины удельной плотности  $\rho$ ,  $кг/м^3$ , коэффициента кинематической вязкости  $\nu$ ,  $м^2/с$ , находятся по справочным данным в зависимости от средней температуры воздуха (см. также Приложение 2), изобарная теплоемкость воздуха  $c$ ,  $кДж/(кгK)$ , а также число  $Pr$  могут быть приняты постоянными и равными  $c=1,01$ ;  $Pr=0,705$ .

Эквивалентный диаметр канала  $d_3$  рассчитывается по одной из зависимостей в зависимости от величины просвета и типа ребра:

- для треугольного ребра  $d_3 = 0,666 l_3$ ,
- для полукруглого  $d_3 = 0,778 l_3$
- для П-образного  $d_3 = 1,78 l_3$

Средняя температура определяется начальной температурой потоков воздуха и глубиной нагрева и охлаждения их в ПРТО. Для приближенной оценки средней температуры можно принять величину коэффициента эффективности теплообменника  $E_T = 0.5$ , тогда

$$t_{н.ср} = ((t_{н1} + t_{н1} + 0,5(t_{y1} - t_{н1}))/2 = 0,75 t_{н1} + 0,25 t_{y1} \quad (1.23)$$

$$t_{y.ср} = 0,75 t_{y1} + 0,25 t_{н1}$$

Для теплового расчета удобно использовать коэффициент эффективности теплообменника, выраженный через глубину нагрева наружного воздуха

$$E_H = \frac{t_{H2} - t_{H1}}{t_{y1} - t_{H1}}, \quad (1.24)$$

где  $t_{H1}$ ,  $t_{H2}$ ,  $t_{y1}$  – температуры наружного воздуха на входе, выходе из теплообменника и температура удаляемого воздуха на входе. Для перекрестной схемы движения теплоносителей, обычно применяемой в ПРТО, и соотношения теплоёмкостей потоков теплоносителей  $W = \frac{G_H c_B}{G_y c_B} = 1$ , темпера-

турный коэффициент эффективности теплообменника по наружному воздуху может быть рассчитан по формуле

$$E_H = 1 - \exp(e^{-N_H} - 1), \quad (1.25)$$

где  $N_H$  – число единиц теплопереноса к наружному воздуху.

$$N_H = \frac{KF_T}{G_H c} \quad (1.26)$$

где  $G_H, F_T$  – расход наружного воздуха и поверхность теплообмена ПРТО с его стороны,  $c$  – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха.

Аэродинамическое сопротивление движению потока воздуха рассчитывается по формуле [1]:

$$\Delta P = 4f \left( \frac{v^2 \rho}{2} \right) \frac{l}{d_s}, \quad (1.27)$$

соответственно затраты мощности вентилятора на преодоление аэродинамического сопротивления теплообменника

$$N_{вент} = 0.001 \frac{\Delta P G}{\rho \eta_e \eta_n}, \text{ кВт}, \quad (1.28)$$

где  $\Delta P$  – аэродинамическое сопротивление, Па,  $\eta_e, \eta_n$  – к.п.д. вентилятора и механической передачи от вала двигателя к валу вентилятора.

Для каждого интервала температуры наружного воздуха в отопительный период количество утилизированной теплоты зависит от величины этой температуры и продолжительности ее стояния в соответствии с формулой:

$$Q_i = E_H (t_{y1} - t_{H1}) G_H c \cdot \tau_i n / 24, \quad (1.29)$$

а количество тепла, потребляемого из теплосети для догрева воздуха

$$Q_{mi} = (t_{y1} - t_{H2}) G_H c \cdot \tau_i n / 24, \quad (1.30)$$

где  $\tau_i, n$  – продолжительность интервалов отопительного периода и число часов работы системы теплоутилизации в сутки.

За весь отопительный период количество утилизированной теплоты со-

ставит:

$$Q_{o.n} = \sum_{i=1}^{i=P} Q_i, \quad (1.31)$$

а количество электроэнергии на привод приточного и вытяжного вентиляторов  $\mathcal{E}_6 = \sum_{i=1}^{i=P} N_6 \cdot 2 \cdot \tau_i \cdot l / \eta_{эд6} \cdot n / 24$ , кВтч. (1.32)

где  $P$ - количество интервалов температур, а,  $\eta_{эд6}$  – к.п.д. электродвигателя.

Энергетический коэффициент эффективности утилизации тепловой энергии

$$K_{\mathcal{E}} = Q_{o.n.} / \mathcal{E}_6 \quad (1.33)$$

## 1.2 Методика расчета системы теплоутилизации с ПРТО

### *Исходные данные*

1. Район проектирования
2. Температура удаляемого воздуха  $t_{y1}$
3. Число часов работы системы теплоутилизации в сутки  $n$
4. Расходы приточного и удаляемого воздуха  $G_n$  и  $G_y$
5. Характеристика теплообменника:
  - расстояние между несущими пластинами  $l_3$  (высота канала),
  - тип оребрения
6. Тарифы на тепло- и электроэнергию

### *Последовательность расчёта*

1. По справочным данным для заданного района проектирования определяются продолжительность стояния интервалов температур наружного воздуха, а также число градусочасов  $Z$  по формуле (1.9), и по нему принимается глубина теплообменника  $l$ .

2. По исходным данным находятся конструктивные характеристики ПРТО: коэффициент оребрения  $\Psi$  по соответствующей формуле (1.2) - (1.4), удельные поверхности теплообмена и живого сечения  $F^l, f_{жс}$ , площадь фронтального сечения ПРТО и его объем  $V_{та}$ , по (1.8) и (1.10)  $d_3$ , рассчитывается коэффициент эффективности оребрения  $\psi_{эф}$  по (11-13) и эффективная площадь теплообмена по (1.14).

3. Для каждого интервала температур наружного воздуха рассчитываются ориентировочно средние температуры теплоносителей  $t_{y.cр}$  и  $t_{н.cр}$  по (1.14), затем по справочным данным находятся теплофизические свойства потоков воздуха:  $\rho, \nu, \lambda, Pr$ . При этом средняя удельная теплоемкость и число Прандтля для обоих потоков воздуха могут быть приняты постоянными и равными  $c=1,007$  кДж/(кг·К),  $Pr=0,705$ .

Поскольку отклонения конечных расчетных величин ( $N$  и  $E$ ) за отопительный период невелики (см. табл. 1.3), допустимо определить теплофизические свойства потоков воздуха и расчетные величины только для средней температуры наружного воздуха в районе проектирования.

Допустимо также пренебречь интервалами продолжительностью менее 10 ч.

4. Уточняются скорости потоков воздуха в живых сечениях теплообменника по (1.7), числа подобия  $Re_n$ ,  $Re_y$  для каждого потока по (1.16- 1.22), определяются коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_n$  и  $\alpha_y$  по (1.21).

5. Определяется коэффициент теплопередачи  $K$  по (1.15), число единиц теплопереноса к наружному воздуху  $N_H$  по (1.26), температурный коэффициент эффективности теплообменника по наружному воздуху  $E_n$  по (1.25).

6. Определяется количество теплоты  $Q_i$ , утилизированной в каждом интервале температур наружного воздуха по (1.29), за весь отопительный период по (1.31), поступившей из теплосети по (1.30).

7. По (1.17), (1.27), (1.28) рассчитываются число Фаннинга, аэродинамическое сопротивление по потоку наружного воздуха, потребляемая мощность, принимая  $\eta_n=0.8$ , к.п.д. механической передачи  $\eta_n=0.9$ ; по (1.29) рассчитывается расход электроэнергии за отопительный период, принимая к.п.д. электродвигателя  $\eta_{э\partial в} = 0,85$ ; по (1.33) рассчитывается энергетический коэффициент.

Результаты теплотехнического расчета системы теплоутилизации с ПРТО сводятся в табл. 1.3 (см. пример расчета).

### Пример расчета

Исходные данные:

- район проектирования- г.Архангельск,
- количество приточного и удаляемого воздуха  $G_n = G_y = 7200$  кг/ч,
- температура удаляемого воздуха  $t_{yl} = 25^\circ\text{C}$ ,
- оребрение каналов – треугольное с величиной зазора между несущими пластинами  $l_3 = 5$  мм,
- режим работы системы – 16 часов в сутки.

Для г Архангельска продолжительность отопительного периода составляет 251 сутки, средняя температура отопительного периода  $-4,7^\circ\text{C}$ :

Число градусочасов отопительного периода

$$Z = t_{н\text{ср}} \tau = -4,7 \cdot 251 \cdot 24 = -28312 \text{ град} \cdot \text{ч},$$

соответственно принимаем глубину теплообменника  $l = 750$  мм

1. По исходным данным определяем конструктивные характеристики ПРТО:

Коэффициент оребрения для треугольной формы ребер

$$\Psi = 1 + \frac{1}{\cos 60^\circ} = 1 + \frac{1}{0.5} = 3,$$

Удельная поверхность теплообмена несущих пластин на  $1\text{ м}^3$  объема теплообменника составляет

$$F^l = 1 / (l_3 + \delta) = 1 / (0,005 + 0,00015) = 194, \text{ м}^2/\text{м}^3$$

Площадь живого сечения для прохода обоих потоков воздуха, приходящаяся на  $1\text{ м}^2$  фронтального сечения

$$f_{жс}^l = 1 - \psi F^l \delta = 1 - 3 \cdot 194 \cdot 0,00015 = 0,913 \text{ м}^2/\text{м}^2$$

При величине массовой скорости воздуха  $\rho v = 3 \text{ кг}/\text{м}^2\text{с}$ , расходе удаляемого воздуха  $G_y$ , площадь живого сечения ПРТО  $f_{жс}$  может быть определена по этому расходу с обеспечением одинакового сечения и для приточного воздуха по зависимости

$$f_{жс} = \frac{2G_y}{v\rho} = 2 \cdot 7200 / (3 \cdot 3600) = 1,33 \text{ м}^2$$

Соответственно площадь фронтального сечения ПРТО

$$F_{фр} = f_{жс} / f_{жс}^l = 1,33 / 0,913 = 1,45 \text{ м}^2$$

Объём теплообменного аппарата определяется по формуле:

$$V_{ТА} = F_{фр} l = 1,45 \cdot 0,75 = 1,09 \text{ м}^3,$$

Для треугольного оребрения с углом  $\beta = 60^\circ$  эффективный коэффициент оребрения

$$\Psi_{эф} = 1 + \frac{k_{кг}}{2 \cos \beta} = 1 + \frac{0,7}{2 \cdot 0,5} = 1,7$$

3. Аналогично живому сечению на два потока распределяется также эффективная площадь теплообменной поверхности, с поправкой геометрической поверхности на эффективную через уменьшение коэффициента оребрения :

$$F_{эф} = V_{ТА} F^l \Psi_{эф} = 1,09 \cdot 194 \cdot 1,7 = 360 \text{ м}^2$$

4. Для каждого интервала температур наружного воздуха определяем средние температуры теплоносителей, по справочным данным находим соответствующие им теплофизические свойства воздуха.

5. Рассчитываются характеристики по п.5-8 раздела 1.2 по формулам (1.25)-(1.33)

Для средней температуры

$$Re = v d_s / \nu = 2,5 \cdot 0,00333 / 14,5 \cdot 10^{-6} = 683$$

$$\alpha_n = 29,5 v \cdot c \cdot \rho \frac{Re^{-0,245}}{Pr^{0,666}} = \frac{29,5 \cdot 2,5 \cdot 1,07 \cdot 1,3 \cdot 683^{-0,245}}{0,705^{0,666}} = 50 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К},$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_x}} = \frac{1}{\frac{1}{50} + \frac{1}{50}} = 25 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{К}$$

$$N_H = \frac{KF_T}{G_H c} = \frac{25 \cdot 360}{2 \cdot 1,07 \cdot 1000} = 4,2$$

$$E_H = 1 - \exp(e^{-N_H} - 1) = 1 - \exp(e^{-4,2} - 1) = 0,63$$

Таблица 1.3

## Результаты теплотехнического расчета системы с ПРТО

$$N_H=4,2 ; E_H=0,63, k=25 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

	Температуры наружного воздуха								
$t_H, ^\circ\text{C}$	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
$t_{\text{нсп}},$	-20	-16,2	-12,5	-8,8	-5	-1,2	2,5	6,3	12,2
$t_{\text{уср}}, ^\circ\text{C}$	10	11,3	12,5	13,8	15	16,3	17,5	18,8	20,8
$\rho_H,$	1,41	1,37	1,34	1,34	1,32	1,29	1,28	1,22	1,24
$\rho_y, \text{кг/м}^3$	1,25	1,25	1,24	1,23	1,23	1,22	1,21	1,205	1,205
$v_H \cdot 10^6,$	11,8	12	12,4	12,6	12,8	13,3	13,5	13,8	14,1
$v_y \cdot 10^6,$	14,2	14,2	14,2	14,4	14,6	14,6	14,6	15,1	15,1
$\text{м}^2/\text{с}$									
$\nu_H,$	7,8	8,0	8,2	8,2	8,3	8,5	8,6	9,0	8,9
$\nu_y, \text{м/с}$	8,8	8,8	8,9	8,9	8,9	9,0	9,1	9,1	9,1
$\text{Re}_H,$	2046	2072	2050	2018	2015	1986	1970	2022	1975
$\text{Re}_y$	1919	1919	1934	1922	1896	1911	1928	1872	1872
$\alpha_H,$	63,6	63,4	63,6	63,9	63,8	64,1	64,2	63,8	64,4
$\alpha_y,$	64,6	64,6	64,5	64,6	64,8	64,7	64,6	65,0	65,0
$K,$	25,6	25,6	25,6	25,7	25,7	25,8	25,8	25,8	25,9
$\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{с})$									
$t_{H2}, ^\circ\text{C}$	-4,5	-2	0,5	2,9	5,4	7,8	10,3	12,7	16,7
$Q_i, \text{ГДж}$	1,3	4,9	12,02	24,4	41,6	62,8	77,2	96,2	69,4
$Q_{mi}, \text{ГДж}$	1.25	4,7	11.5	23,5	40	60.7	74,2	93,1	66,2

Как видно из результатов расчета, изменение температуры наружного воздуха не приводит к существенному изменению коэффициента теплопередачи, поэтому допустимо определять его величину и коэффициент эффективности только для средней температуры отопительного периода.

## 2. Система утилизации тепла вытяжного воздуха с промежуточным теплоносителем (СУПТ)

Данная система обладает некоторыми преимуществами по сравнению с системами 1 и 3 (см. "Введение)". а именно:

- обеспечивается аэродинамическая независимость потоков приточного и удаляемого воздуха, исключающая попадание последнего в обслуживаемое помещение,
- обеспечивается возможность размещения приточной и вытяжной камер на любом целесообразном расстоянии одна от другой,
- обеспечивается возможность объединения приточной и вытяжной системами ряда установок.

Недостатком системы СУПТ по сравнению с системами 1 и 3 является более высокая величина необратимых термодинамических потерь, связанная с необходимостью обеспечения температурных напоров в двух теплообменных блоках, а также более высокая металлоемкость.

Схема утилизации тепла вытяжного воздуха с промежуточным теплоносителем (СУПТ) состоит из двух блоков теплообменников (рис.3), в одном из которых теплота от удаляемого воздуха передается промежуточному теплоносителю, а в другом она переходит от него к нагреваемому наружному воздуху.

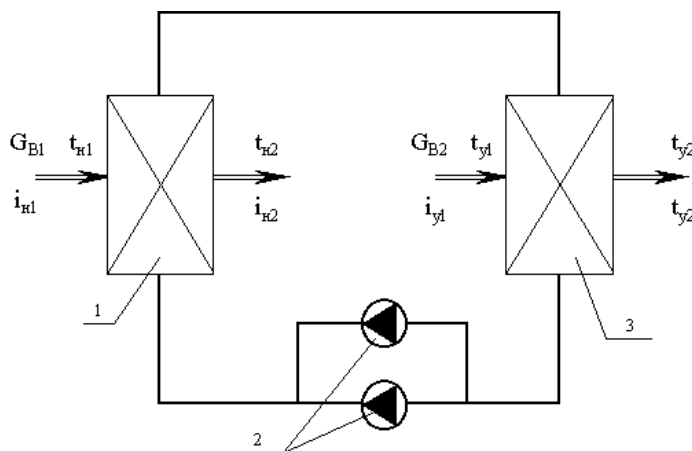


Рис. 3 Схема установки: 1- теплообменник приточного воздуха; 2- насосы; 3- теплообменник вытяжного воздуха.

Каждый из блоков может состоять из нескольких водовоздушных теплообменников, установленных параллельно и последовательно (рис.4). В зависимости от выбранных скорости воздуха во фронтальном сечении и глубины изменения его температуры.

В зависимости от выбранных скорости воздуха во фронтальном сечении и глубины изменения его температуры. В теплообменном блоке реализуется перекрестная многоходовая схема движения жидкости с параллельной раздачей ее в теплообменники и однокходовая схема движения воздуха. В качестве промежуточного теплоносителя целесообразно использовать незамерзающую

жидкость (антифриз) с ингибитором для предотвращения коррозии трубопроводов и теплообменников.

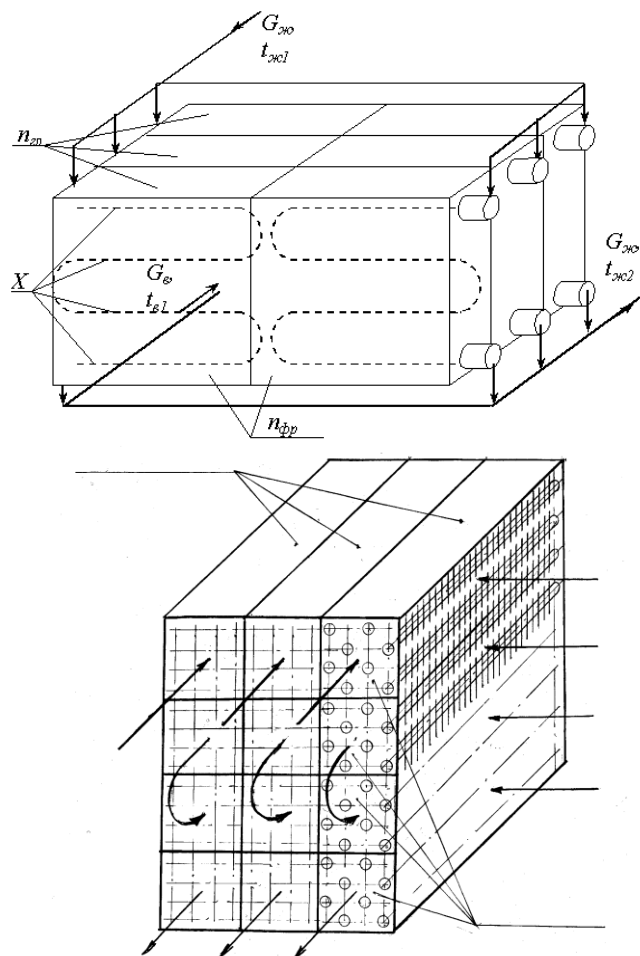


Рис. 4 Схема блока водовоздушных теплообменников

## 2.1 Теоретические основы и расчетные зависимости

В качестве водовоздушных теплообменников, из которых формируются приточный и вытяжной теплообменные блоки, целесообразно использовать четырехрядные калориферы из ребристых биметаллических труб с накатным оребрением КСк 4, технические характеристики которых приведены в справочной литературе [4]. В общем случае теплообменный блок может состоять из нескольких теплообменников, установленных по фронту  $n_{фр}$  и по глубине  $n_{гл}$ . Независимо от типоразмера калорифера конструкция ребристых труб и размещение их в пучке одинаковы: трубы расположены в шахматном порядке с поперечным шагом  $S_1=41,5$  мм и продольным шагом  $S_2=36$  мм. При таком размещении труб в пучке они занимают 0,35 площади фронтального сечения, таким образом площадь живого сечения для определения скорости воздуха в нем имеет вид

$$F_{жс}=0,35 F_{фр} \quad (2.1)$$

Конструкция ребристой трубы приведена на рис. 5.



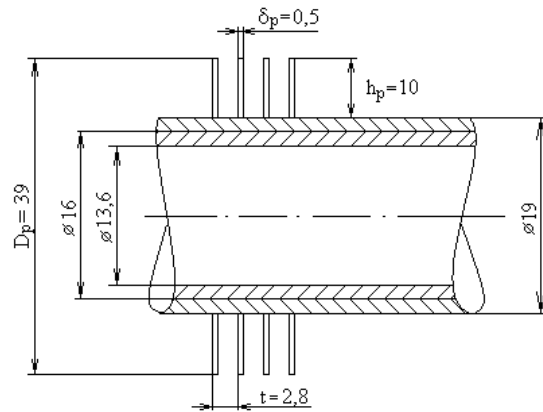


Рис. 5 Конструкция оребрения труб водовоздушных теплообменников типа КСк

Коэффициент теплотехнической эффективности ребер зависит от нескольких факторов в соответствии с зависимостью:

$$E_p = \frac{\exp(mh) - \exp(-mh)}{\exp(mh) + \exp(-mh)} \cdot \frac{1}{mh}, \quad (2.2)$$

$$m = \left( \frac{2\alpha_n}{\lambda_p \delta_p} \right)^{0.5} \quad (2.3)$$

где  $\lambda_p, \delta_p$  - коэффициент теплопроводности и толщина ребра,  $\alpha_n$  - коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности ребристых труб. Он рассчитывается по формуле:

$$\alpha_n = \frac{\lambda_g}{t} 0.23 \left( \frac{d_n}{t} \right)^{-0.54} \left( \frac{h}{t} \right)^{-0.14} \text{Re}_g^{0.65} \text{Pr}_g^{0.4}, \quad (2.4)$$

где  $\lambda_g$  - коэффициент теплопроводности воздуха,  $t, h$  - шаг расположения и высота ребра,  $d_n$  - наружный диаметр труб,  $\text{Re}, \text{Pr}$  - числа Рейнольдса и Прандтля.

Различие температур основания ребра и его вершины учитывается коэффициентом эффективности ребра в формуле приведенного коэффициента теплоотдачи к наружной поверхности теплообменника:

$$\alpha_{np} = \alpha_n \left( \frac{F_p}{F} E_p + \frac{F_{mp}}{F} \right), \quad (2.5)$$

где  $F_p, F_{mp}, F$  - поверхность ребер, оставшейся части гладкой трубы, полная наружная поверхность,  $E_p$  - коэффициент эффективности ребра.

Число Рейнольдса, характеризующее режим движения потока воздуха в пучке и з ребристых труб со скоростью  $v$ :

$$\text{Re}_g = \frac{vt}{\nu_g}, \quad (2.6)$$

где  $\nu_g$  - коэффициент кинематической вязкости воздуха.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды:

$$\alpha_w = \frac{\lambda_w}{d} 0.023 \text{Re}_w^{0.8} \text{Pr}_w^{0.43}, \quad (2.7)$$

где  $Re_w, Pr_w$  - числа Рейнольдса и Прандтля, характеризующие течение жидкости в трубках теплообменника.

Число Рейнольдса: 
$$Re_w = \frac{wd_6}{\nu_w}, \quad (2.8)$$

где  $d_6, \nu_w$  - внутренний диаметр трубы, коэффициент кинематической вязкости жидкости при средней ее температуре.

Скорость движения промежуточного теплоносителя в трубках теплообменников:

$$w = \frac{G_{жс}}{\rho_{жс} f_{жс1x} n_{фр} n_{эл}}, \quad (2.9)$$

где  $\rho_{жс}$  - плотность жидкости,  $f_{жс1x}$  - площадь живого сечения трубок одного хода теплообменника,  $n_{фр}$  - количество теплообменников, установленных по фронту теплообменного блока.

Теплофизические свойства жидкости могут быть приняты постоянными, рассчитанными для средней температуры жидкости  $t_{жср}$  за отопительный период как полусуммы соответствующих средних температур вытяжного и приточного воздуха.

Коэффициент теплопередачи в ребристом водовоздушном теплообменнике:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{н.нр}} + \left( \frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_k \right) \psi_{op}}, \quad (2.10)$$

где  $\alpha_{н.нр}, \alpha_w$  - коэффициенты теплоотдачи со стороны воздуха и воды,  $\delta_3, \lambda_3$  - толщина и коэффициент теплопроводности загрязняющих отложений,  $\psi_{op}$  - коэффициент оребрения трубок теплообменника,  $R_k$  - контактное термическое сопротивление биметаллических труб (на стыке внутренней стальной и наружной алюминиевой труб).

Общая теплотехническая эффективность системы утилизации тепла СУПТ  $E_o$  зависит от частных коэффициентов эффективности  $E_{вн}$  и  $E_{вы}$  для теплообменных блоков, установленных на притоке и вытяжке и может быть оценена по величине коэффициента эффективности, вычисленного по нагреву приточного воздуха:

$$E_o = \frac{t_{н2} - t_{н1}}{t_{y1} - t_{н1}} = \frac{1}{\frac{1}{E_{н60}} + \frac{G_n}{E_{y60} G_y} - W_{60}} \xi_\phi, \quad (2.11)$$

где  $t_{н1}, t_{н2}$  - температура наружного воздуха на входе в приточный блок и выходе из него,  $t_{y1}$  - температура удаляемого воздуха на входе в вытяжной блок,  $\xi_\phi$  - поправочный коэффициент на конденсацию влаги,  $E_{н60}, E_{y60}$  - коэффициенты эффективности нагрева наружного (приточного) воздуха в приточном блоке и соответственно коэффициент охлаждения удаляемого воздуха в вытяжном блоке,  $W_{60}$  - соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей в приточном теплообменном блоке.

Расходы приточного воздуха  $G_n$  и удаляемого воздуха  $G_y$  и их температуры  $t_n$  и  $t_y$  определяются расчетом воздушного и теплового режимов помещений.

В блоке можно выделить составляющие его теплообменные элементы :

- теплообменник,
- ход теплообменника по воде,
- поперечный ряд труб хода.

Коэффициент эффективности (по температуре воздуха) одного поперечного ряда труб, в котором имеет место перекрестная схема движения воздуха и жидкости, причем поток воздуха перемешан, а поток жидкости - нет, может быть рассчитан по формуле[5]:

$$E_{\epsilon 1 p} = 1 - \exp \left( \frac{e^{-N_{\epsilon 1 p} W_{\epsilon 1 p}} - 1}{W_{\epsilon 1 p}} \right), \quad (2.12)$$

коэффициент эффективности (по температуре воздуха) одного хода:

$$E_{\epsilon 1 x} = 1 - (1 - E_{\epsilon 1 p})^{n_p}, \quad (2.13)$$

а по температуре воды:

$$E_{\epsilon 1 x} = E_{\epsilon 1 x} W_{\epsilon 1 x}. \quad (2.14)$$

Здесь  $n_p$  – число рядов труб по глубине в одном ходу т.е. по направлению потока воздуха.

Коэффициент эффективности одного теплообменника по температуре жидкости:

$$E_{\epsilon 1} = 1 - (1 - E_{\epsilon 1 x})^X, \quad (2.15)$$

а по температуре воздуха:

$$E_{\epsilon 1} = \frac{E_{\epsilon 1 x}}{W_{\epsilon 1}}. \quad (2.16)$$

Коэффициент эффективности нагрева наружного (приточного) воздуха во всех  $n_{\epsilon 1}$  теплообменниках блока:

$$E_{n \epsilon 0} = \frac{t_{n2} - t_{n1}}{t_{\epsilon 1} - t_{n1}} = 1 - (1 - E_{\epsilon 1})^{n_{\epsilon 1}} \quad (2.17)$$

Здесь где  $n_{\epsilon 1}$  – количество теплообменников, установленных глубине теплообменного блока,  $X$ – число ходов промежуточного теплоносителя в теплообменнике,  $n_p$  – число поперечных рядов труб в одном теплообменнике по глубине.

Аналогично можно получить зависимости для соотношения теплоемкостей потоков теплоносителей в каждом из этих элементов.

Рекомендуемое [4] общее соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей (соотношение водяных эквивалентов) в теплообменном блоке:

$$W_o = \frac{G_n c_n}{G_{\epsilon} c_{\epsilon}} = 0.55 + 0.4 \frac{G_n}{G_y} - 0.006(\varphi_y - 30), \quad (2.18)$$

где  $G_{жс}$ ,  $c_{жс}$ ,  $c_в$  – массовый расход промежуточного теплоносителя (жидкости), удельные теплоемкости жидкости и воздуха,  $\phi_y$  – относительная влажность удаляемого воздуха.

Соотношение теплоемкостей потоков теплоносителей в одном ходу теплообменника  $W_{в1x}$  в одном поперечном ряду хода  $W_{в1p}$ , в одном теплообменнике блока  $W_{в1}$ :

$$W_{в1x} = \frac{G_в c_в n_{вл}}{G_{жс} c_{жс} X} = \frac{W_0 n_{вл}}{X}, \quad (2.19)$$

$$W_{в1p} = W_{в1x} n_p = \frac{W_0 n_{вл} n_p}{X}, \quad (2.20)$$

$$W_{в1} = W_{в0} n_{вл}, \quad (2.20a)$$

Число единиц теплопереноса к воздуху в одном поперечном ряду хода:

$$N_{в1p} = \frac{k_n F_1 n_{фп}}{G_в c_в n_p}, \quad (2.21)$$

где  $F_1$ ,  $k_n$  – наружная поверхность одного теплообменника и коэффициент теплопередачи, приведенный к ней,  $n_p$  – число поперечных рядов труб в ходу (в теплообменнике). Вычисленный коэффициент эффективности для системы  $E_0$  позволяет определить температуру на выходе из блока приточных теплообменников по известным начальным температурам теплоносителей

$$t_{н2} = t_{н1} + E_0 (t_{ж1} - t_{н1}) = t_{н1} + E_{нв0} (t_{жс1} - t_{н1}), \quad (2.22)$$

где  $t_{жс1}$  – температура жидкости на входе в приточный блок.

Температура жидкости на выходе из приточного блока теплообменников:

$$t_{жс2} = t_{жс1} - (t_{н2} - t_{н1}) W_0 \quad (2.23)$$

Количество тепла, полученного из теплосети:

$$Q_m = G_n C_в (t_{н1} - t_{н2}). \quad (2.24)$$

Аэродинамическое сопротивление теплообменников:

$$\Delta P = 1.62 (v_{фп} \rho_в)^{1.7} n_{вл}^{1.2}, \text{ Па}. \quad (2.25)$$

Гидравлическое сопротивление теплообменников:

$$\Delta P_{жс} = C_{жс} w^2, \text{ Па}, \quad (2.26)$$

где  $C_{жс}$ ,  $(\text{Па } \text{с}^2)/\text{м}^4$  – коэффициент, определяемый по таблице (приложение 2), в зависимости от вида применяемого теплоносителя.

Затраты электроэнергии на подачу воздуха через теплообменники- теплоутилизаторы:

$$A_в = (N_{вн} + N_{вы}) \tau_{от} \frac{1}{\eta_{эвс}} \frac{n}{24}, \text{ кВтч}. \quad (2.27)$$

где  $N_{вн}$ ,  $N_{вы}$  – затраты мощности на приточную и вытяжную вентиляторные установки по (1.25),  $n$  – число часов работы системы теплоутилизации в сутки.

Затраты мощности на подачу промежуточного теплоносителя:

$$N_{\text{жс}} = 0.001 \left( \frac{\Delta P_{\text{жсн}} + \Delta P_{\text{жсу}}}{\rho_{\text{жс}}} + \Delta P_{\text{тр}} \right) \frac{G_{\text{жс}}}{\eta_{\text{н}}}, \text{кВт}, \quad (2.28)$$

где  $\Delta P_{\text{жсн}}$ ,  $\Delta P_{\text{жсу}}$ ,  $\Delta P_{\text{тр}}$  – потери давления в приточном, вытяжном блоках и в трубопроводах,  $\eta_{\text{н}}$  – к.п.д. насоса.

Затраты электроэнергии на насосную установку:

$$A_{\text{жс}} = N_{\text{жс}} \tau_{\text{от}} n / 24, \text{кВтч}. \quad (2.29)$$

Стоимость насосной установки:

$$K_{\text{н}} = N_{\text{жс}} C_{\text{н}}, \quad (2.30)$$

где  $C_{\text{н}}$  – стоимость одного кВт установленной мощности насосной установки.

Стоимость электроэнергии, затраченной на подачу воздуха и промежуточного теплоносителя через теплообменники:

$$\text{Эл} = (A_{\text{в}} + A_{\text{жс}}) C_{\text{эл}}, \quad (2.31)$$

где  $C_{\text{эл}}$  – тариф на электроэнергию, руб./кВтч.

Стоимость утилизированной тепловой энергии за отопительный период:

$$T_{\text{э}} = Q_{\text{о.п}} \cdot C_{\text{тэ}}, \quad (2.32)$$

где  $C_{\text{тэ}}$  – тариф на тепловую энергию, руб./Гкал.

Годовые приведенные затраты на утилизацию тепла:

$$З = a_{\text{м}} \cdot K_{\text{у}} + \text{Эл}, \text{руб./год}, \quad (2.33)$$

где  $a_{\text{м}} = 0.1$  – расчетный коэффициент амортизации суммарных капитальных  $K_{\text{у}}$  вложений в теплоутилизационную установку.

$$\text{Годовой экономический эффект:} \quad \Pi = T_{\text{э}} - З, \text{руб./год}. \quad (2.34)$$

$$\text{Срок окупаемости установки:} \quad T = K_{\text{у}} / \Pi, \text{лет}. \quad (2.35)$$

Себестоимость утилизированного тепла:

$$C_{\text{утэ}} = З / Q_{\text{о.п}}, \text{руб./ГДж}. \quad (2.36)$$

## 2.2 Методика расчета теплоутилизационной установки СУПТ

*Исходные данные:*

Принимаются аналогично п.1.2, кроме характеристик теплообменника

### Последовательность расчета

1. Принимается массовая скорость воздуха во фронтальном сечении теплообменного блока в пределах  $\nu_r=4 - 4,5 \text{ кг/м}^2\text{с}$  и определяется его величина  $F_{\text{фр}}$  по расходу  $G_n$  наружного воздуха и зависимости (1.15), принимается относительная влажность удаляемого воздуха  $\phi_y=60\%$ .

2. Определяются величины  $W_o$ ,  $F_{\text{жс}}$ ,  $z$  по формулам (2.18), (2.1), (1.19).

3. Определяется число рядов труб по глубине теплообменного блока в соответствии с данными табл. 2.1.

Таблица 2.1

Величина $z$	Число рядов труб по глубине ( $n_{\text{эл}} \cdot n_p$ )
До -5000	8
От -5000 до- 26000	12
Свыше - 26000	16

4. По справочным данным (приложение 2) выбирается типоразмер и количество параллельно и последовательно установленных четырехрядных биметаллических калориферов КСк 4, обеспечивая требуемую величину  $F_{\text{фр}}$  блока, определяются наружная поверхность теплообмена  $F_1$ , количество ходов промежуточного теплоносителя  $X$  и живое сечение хода  $f_{\text{жс1х}}$  одного теплообменника.

5. Определяются величины  $G_{\text{жс}}$ ,  $W_{\text{элх}}$ ,  $W_{lp}$ ,  $W_l$  по формулам (2.18), (2.19), (2.20), (2.20а).

6. Для каждого интервала наружных температур, а также для средней температуры отопительного периода находятся средние температуры потоков воздуха в приточном и вытяжном теплообменных блоках по (1.14), средняя температура жидкости  $t_{\text{жс.ср}}$  определяется как полусумма соответствующих средних температур потоков воздуха.

По справочным данным находятся теплофизические свойства потоков теплоносителей: коэффициенты теплопроводности и вязкости, числа Прандтля; при этом средняя удельная теплоемкость и число Прандтля для обоих потоков воздуха могут быть приняты постоянными и равными  $c=1,007 \text{ кДж/(кг·К)}$ ,  $Pr=0,705$ , теплофизические свойства жидкости постоянными и равными их значениям при  $t_{\text{жс.ср}}$ .

7. Рассчитываются величины скоростей движения теплоносителей в живых сечениях  $\nu$ ,  $w$  по формулам (1.22), (2.9).

8. По справочным данным принимается толщина загрязнений со стороны промежуточного теплоносителя ( $\delta_3=0$  для химочищенной воды и антифриза), контактное термическое сопротивление между внешней и внутренней трубами биметаллического теплообменника  $R_k=0.0002 \text{ (м}^2\text{К)/Вт}$ .

В соответствии с конструктивными данными на рис. 2.3 коэффициент оребрения  $\psi_{op}=13$ , внутренний диаметр трубки  $d_{\text{вн}}=13.6 \text{ мм}$ , наружный  $d_n=18 \text{ мм}$ , диаметр ребра  $D_p=39 \text{ мм}$ , толщина ребра  $\delta_p=0.5 \text{ мм}$ , шаг размещения ребер  $t=2.8 \text{ мм}$ , коэффициент теплопроводности алюминия  $\lambda_{Al}=170 \text{ Вт/(мК)}$

рассчитываются величины  $Re_v$ ,  $\alpha_n$ ,  $m$ ,  $E_p$ ,  $\alpha_{np}$  по формулам (2.6), (2.4), (2.3), (2.2), (2.5).

9. Определяются величины  $Re_w$ ,  $\alpha_w$ ,  $k$ ,  $N_{6lp}$  по формулам (2.8), (2.7), (2.10), (2.21).

10. Рассчитываются величины  $E_{6lp}$ ,  $E_{6lx}$ ,  $E_{ж1x}$ ,  $E_{ж1}$ ,  $E_{6l}$  по формулам (2.12), (2.13), (2.14), (2.15), (2.16), рассчитываются коэффициенты эффективности  $E_{нво}$ ,  $E_{уво}$ ,  $E_o$  приточных, вытяжных теплообменников и системы в целом по формулам (2.17), (2.11). Принимается  $E_{нво} = E_{уво}$ . Коэффициент  $\xi_\phi$  определяется по рекомендациям [1, с. 193].

11. Для каждого интервала температур рассчитываются величины  $t_{n2}$ ,  $Q_i$ ,  $Q_{o.n.}$ ,  $Q_m$  по формулам (2.22), (1.26), (1.27), (2.24).

12. Рассчитываются величины  $\Delta P_{вн}$ ,  $\Delta P_{ву}$ ,  $\Delta P_{жн}$ ,  $\Delta P_{жу}$  по формулам (2.25), (2.26).

13. Принимая к.п.д. вентилятора  $\eta_v = 0.75$ , к.п.д. насоса  $\eta_n = 0.8$ , к.п.д. механической передачи  $\eta_n = 0.9$  рассчитываются величины  $N_{вн}$ ,  $N_{ву}$ ,  $N_{жс}$ ,  $A_v$ ,  $A_{жс}$  по формулам (1.25), (2.27), (2.28), (2.29).

14. Выясняются тарифы на электро- и теплоэнергию (По мировым ценам  $C_{эл} = 2,50$  руб/кВтч,  $C_{тэ} = 800$  руб/Гкал), определяются величины  $\mathcal{E}_л$ ,  $T_\phi$  по (2.31), (2.32).

Результаты теплотехнического расчета сводятся в таблицу (см. табл. 1.3).

15. Принимается  $C_n = 360$  руб./кВт и рассчитывается стоимость насосной установки  $K_n$  по (2.33), а по данным таблицы (приложение 2) выбирается стоимость одного калорифера, руб., и определяется их общая стоимость.

16. По справочным данным [4] подбирается вентилятор вытяжной установки типа ВЦ14- 46 на рассчитанные производительность и давление, и находится его стоимость по табл. (приложение 3).

17. Определяются суммарные капитальные затраты на вентилятор и теплообменники по таблицам, на насосную установку по зависимости (2.30), по (2.33), (2.34), (2.35), (2.36) рассчитываются суммарные капитальные затраты на насосную установку, вентилятор и теплообменники по справочным данным, годовые приведенные затраты на утилизацию тепла  $Z$ , годовой экономический эффект  $\Pi$ , срок окупаемости установки  $T$ , себестоимость утилизированного тепла  $C_{утэ}$ .

## 2.3. Пример расчета

### Исходные данные

- Район проектирования г. Барнаул;
- Температура удаляемого воздуха  $t_{y1} = 24^\circ\text{C}$ ;
- Расход приточного и удаляемого воздуха  $G_n = G_y = 32000$  кг/ч;
- Число часов работы системы теплоутилизации в сутки  $n = 8$  ч;

- Характеристика теплообменника: четырехрядный калорифер КСк-4 из биметаллических труб
- Для города Барнаула продолжительность отопительного периода составляет 218,75 суток, средняя температура отопительного периода - 8,8°C, продолжительность стояния температур в каждом интервале:

$t_n, ^\circ\text{C}$	-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	8
$\tau, \text{ч}$	1	11	40	118	245	377	638	830	860	1010	1120

1. Принимаем массовую скорость воздуха во фронтальном сечении теплообменного блока  $\nu_p = 4,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и определяем величину  $F_{\text{фр}}$  по (1.15):

$$F_{\text{фр}} = \frac{32000}{3600 \cdot 4,5} = 1,98 \text{ м}^2.$$

2. Определяем  $W_0$ ,  $F_{\text{жс}}$  по формулам (2.18), (2.1), (1.19):

$$W_0 = 0,55 + 0,4 \cdot 1 - 0,006(60 - 30) = 0,77;$$

$$F_{\text{жс}} = 0,35 \cdot 2 = 0,7 \text{ м}^2.$$

$$Z = t_{\text{нсп}} \cdot \tau = -8,8 \cdot 218,75 \cdot 24 = -46200 \text{ град} \cdot \text{ч}$$

3. Определяем число труб по глубине теплообменного блока ( $n_{\text{гл}} \cdot n_p$ ) = 16.
4. Принимаем биметаллический четырехрядный калорифер КСк4 №12

- Количество теплообменников по фронту  $n_{\text{фр}}=1$
- Количество теплообменников по глубине  $n_{\text{гл}}=4$
- Поверхность теплообмена  $F_1 = 166,2 \text{ м}^2$
- Живое сечение труб одного хода теплообменника  $f_{\text{ж1х}} = 0,0051 \text{ м}^2$
- Площадь фронтального сечения  $F_{\text{фр}} = 2,49 \text{ м}^2$
- Число ходов промежуточного теплоносителя  $X = 4$
- Число труб в поперечном ряду  $n_{\text{пр}} = 9$  шт.
- Общее число труб  $n = 144$  шт.
- Коэффициент гидравлического сопротивления  $c_{\text{ж}} = 734,50 \text{ КПа} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$
- Стоимость 22800 руб.

5. Определяем величины  $G_{\text{ж}}$ ,  $W_{\text{б1х}}$ ,  $W_{\text{б1р}}$  по формулам (2.18), (2.19), (2.20):

$$G_{\text{ж}} = \frac{8,889 \cdot 1,007}{0,77 \cdot 4,19} = 2,774 \text{ кг/с};$$

$$W_{\text{б1х}} = \frac{0,77 \cdot 4}{4} = 0,77;$$

$$W_{\text{б1р}} = 0,77 \cdot 4 = 3,08.$$

6. Для каждого интервала наружных температур, а также для средней температуры отопительного периода находятся средние температуры пото-



ков воздуха в приточном и вытяжном теплообменных блоках по (1.14) и средняя температура жидкости  $t_{жср}$  определяется как полусумма соответствующих средних температур потоков воздуха. По справочным данным находятся теплофизические свойства потоков теплоносителей, теплофизические свойства жидкости при  $t_{жср}$ . Для средней температуры наружного воздуха за отопительный период

$$t_{нсп} = 0,75 \cdot (-8,8) + 0,25 \cdot 24 = -0,6^\circ\text{C};$$

$$t_{уср} = 0,25 \cdot (-8,8) + 0,75 \cdot 24 = 3,8^\circ\text{C};$$

$$t_{жср} = (-0,6 + 3,8) / 2 = 1,6^\circ\text{C}.$$

7. Рассчитываются величины скоростей движения теплоносителей в живых сечениях: для наружного воздуха  $v_{нсп}$  и  $\omega_{ж}$  по формулам (1.22) и (2.9)

$$v_{нсп} = 32000 / (3600 \cdot 1,26 \cdot 0,7) = 7,349 \text{ м/с}$$

$$\omega_{ж} = \frac{2,774}{999,4 \cdot 0,0051 \cdot 1,4} = 0,136 \text{ м/с}.$$

8. Рассчитываем величины  $Re_v$ ,  $\alpha_n$ ,  $m$ ,  $E_p$ ,  $\alpha_{нпр}$  по формулам (2.6), (2.4), (2.3), (2.2), (2.5):

$$Re_v = \frac{7,349 \cdot 0,0028}{11,248 \cdot 10^{-6}} = 1829,42;$$

$$\alpha_n = \frac{2,218 \cdot 10^{-2}}{0,0028} 0,23 \left( \frac{18}{2,8} \right)^{-0,54} \left( \frac{10,5}{2,8} \right)^{-0,14} 1829,42^{0,65} 0,721^{0,4} = 64,204 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$$

$$m = \left( \frac{2 \cdot 64,204}{170 \cdot 0,0005} \right)^{0,5} = 38,868;$$

$$E_p = \frac{e^{38,868 \cdot 0,0105} - e^{-38,868 \cdot 0,0105}}{e^{38,868 \cdot 0,0105} + e^{-38,868 \cdot 0,0105}} \cdot \frac{1}{38,868 \cdot 0,0105} = 0,9479;$$

$$\alpha_{нпр} = 64,204 \cdot \left( \frac{0,8}{0,85} 0,9479 + \frac{0,05}{0,85} \right) = 61,059 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}.$$

9. Определяются величины  $Re_{ж}$ ,  $\alpha_{ж}$ ,  $k$ ,  $N_{в1р}$  по формулам (2.8), (2.7), (2.10), (2.21):

$$Re_{ж} = \frac{0,136 \cdot 0,0136}{1,789 \cdot 10^{-6}} = 1033,9;$$

$$\alpha_{ж} = \frac{0,56}{0,0136} 0,023 \cdot 1033,9^{0,8} 13,5^{0,43} = 784,164 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{61,059} + \left( \frac{1}{784,164} + 0,0002 \right) 13} = 27,508 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$$

$$N_{в1р} = \frac{27,508 \cdot 166,2 \cdot 1}{8,889 \cdot 1007 \cdot 4} = 0,1277.$$

10. Рассчитываются величины  $E_{в1р}$ ,  $E_{в1х}$ ,  $E_{ж1х}$ ,  $E_{ж1}$ ,  $E_{в1}$  по формулам (2.12)...(2.16),  $E_{нв0}$ ,  $E_0$  по (2.17) и (2.11):

$$E_{в1р} = 1 - \exp\left(\frac{e^{-0,1277 \cdot 3,08} - 1}{3,08}\right) = 0,1002;$$

$$E_{в1х} = 1 - (1 - 0,1002)^4 = 0,3445;$$

$$E_{ж1х} = 0,3445 \cdot 0,77 = 0,2652;$$

$$E_{ж1} = 1 - (1 - 0,2652)^4 = 0,7085;$$

$$E_{в1} = \frac{0,7085}{3,08} = 0,23;$$

$$E_{нв0} = 1 - (1 - 0,23)^4 = 0,6485;$$

$$E_0 = \frac{1}{\frac{2}{0,6485} - 0,77} \cdot 1,1625 = 0,5024.$$

Принимаем  $\zeta_\phi = 1,1625$ .

11. Для каждого интервала температуры наружного воздуха за отопительный период рассчитываем величины  $t_{н2}$ ,  $Q_i$ ,  $Q_{оп}$ ,  $Q_m$  по формулам (2.22), (1.26), (1.27), (2.24). Для интервала  $-45^\circ\text{C}$ :

$$t_{н2} = -45,0 + 0,5024(24 - (-45,0)) = -10,3^\circ\text{C};$$

$$Q_i = 0,5024(24 - (-45))32000 \cdot 1,007 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 8/24 = 0,372 \text{ ГДж};$$

$$Q_{оп} = 871,87 \text{ ГДж};$$

$$Q_{mi} = 32000 \cdot 1,007 \cdot 10^{-6}(24 - (-10,33)) \cdot 1 \cdot 8/24 = 0,3 \text{ ГДж}.$$

12. Рассчитываются аэродинамическое сопротивление теплообменников  $\Delta P_v$ , гидравлическое сопротивление теплообменников  $\Delta P_{ж}$  по формулам (2.25) и (2.26):

$$\Delta P_v = 1,62 \cdot (7,349 \cdot 1,44)^{1,7} \cdot 4^{1,2} = 471,795 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{ж} = 734,50 \cdot 0,136^2 = 13,6 \text{ КПа}.$$

13. Принимая К.П.Д. вентилятора  $\eta_v = 0,75$ , насоса  $\eta_n = 0,8$ , электродвигателя  $\eta_{эдв} = 0,85$ , механической передачи  $\eta_{п} = 0,9$  рассчитываются затраты величины  $N_v$ ,  $N_{ж}$ ,  $A_v$ ,  $A_{ж}$  по формулам (1.25), (2.28), (2.27), (2.29):

$$N_v = 0,001 \frac{471,795 \cdot 8,889}{1,44 \cdot 0,75 \cdot 0,9} = 4,315 \text{ кВт};$$

$$N_{ж} = 0,001(2 \cdot 13585,5 + 0,2) \frac{2,7744}{1000 \cdot 0,8} = 0,7878 \text{ кВт};$$

$$A_v = 2 \cdot 4,315 \cdot 1 \cdot 8 / (24 \cdot 0,85) = 3,38 \text{ кВтч};$$

$$A_{ж} = 0,7878 \cdot 1 \cdot 8 / 24 = 0,263 \text{ кВтч}.$$

14. Учитывая тарифы на электро- и теплоэнергию ( $\zeta_{эл} = 2,50 \text{ руб/кВтч}$ ;  $\zeta_{тэ} = 800 \text{ руб/Гкал}$ ), определяется стоимость электроэнергии, затраченной на подачу воздуха и промежуточного теплоносителя через теплообменники  $\mathcal{E}_л$ , стоимость утилизированной тепловой энергии за отопительный период  $T_3$  по формулам:

$$\mathcal{E}_л = (19883,18 + 1379,56) \cdot 2,50 = 53156,85 \text{ руб.};$$

$$T_3 = 871,87 \cdot 800 / 4,19 = 166473 \text{ руб}.$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу.

Таблица 3

## Результаты теплотехнического расчета системы СУПТ

$t_n, ^\circ\text{C}$	-45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	8
$\tau, \text{ч}$	1	11	40	118	245	377	638	830	860	1010	1120
$t_{n2}, ^\circ\text{C}$	-10,3	-7,9	-5,4	-2,9	-0,3	2,32	4,9	7,44	9,96	12,4	16,4
$Q_i, \text{ГДж}$	0,37	3,8	12,7	34,3	65	90,4	136	156	138	134,9	100,5
$Q_m, \text{ГДж}$	0,37	3,8	12,6	34,1	64	87,8	131	149	129,7	125,4	92,0
$A_v, \text{кВтч}$	3,4	37,8	140	418	880	1374	2357	3110	3267	3889	4406
$A_{ж}, \text{кВтч}$	0,26	2,89	10,5	31	64	99,0	167,6	219	226	265,4	294,5

$$\sum A_v = 19883,18 \text{ кВтч}$$

$$\sum A_{ж} = 1379,56 \text{ кВтч}$$

$$\sum Q_{оп} = 871,872 \text{ ГДж}$$

15.Принимается  $\Pi_n = 360 \text{ руб/кВт}$  и рассчитывается стоимость насосной установки  $K_n$ , выбирается стоимость одного калорифера и определяется общая стоимость.

$$K_n = 0,78901 \cdot 360 = 284,04 \text{ руб.}$$

Стоимость калорифера 22800 руб.

16.По справочным данным принимается вентилятор вытяжной установки типа ВЦ14 – 46 №4 с мощностью двигателя 4-5,5 кВт, и его стоимость 7555 руб.

17.Определяются суммарные капитальные затраты на насосную установку, вентилятор и теплообменники по справочным данным, по формулам (2.30), (2.33), (2.34), (2.35), (2.36) рассчитываются годовые приведенные затраты на утилизацию тепла  $Z$ , годовой экономический эффект  $\Pi$ , срок окупаемости установки  $T$ , себестоимость утилизированного тепла  $\Pi_{утэ}$ :

$$Z = 0,1 \cdot 42155,04 + 53156,85 = 57372,35 \text{ руб/год};$$

$$K_y = K_n + K_k + K_v = 284,04 + 22800 + 2 \cdot 7555 = 42155,04 \text{ руб};$$

$$\Pi = 72 \ 829,38 - 57372,35 = 15457,03 \text{ руб/год};$$

$$T = 42155,04 / 15457,03 = 2,727 \text{ лет}$$

$$\Pi_{утэ} = 57372,35 / 871,872 = 65,80 \text{ руб/ГДж.}$$

### 3. Система испарительного охлаждения приточного вентиляционного воздуха

#### 3.1 Теоретические основы и расчетные зависимости

Принцип действия испарительного охлаждения основан на том факте, что ненасыщенный влагой воздух обладает способностью воспринять определенное количество водяного пара, обеспечивая тем самым охлаждение взаимодействующей с ним воды за счет отведения теплоты испарения. Теоретическим пределом охлаждения является температура мокрого термометра воздуха. Таким образом, охлажденной в градирне водой можно охладить наружный приточный воздух. Преимуществом такого способа является простота схемы и соответственно низкая стоимость по сравнению с “машинным” охлаждением, недостатком – небольшая глубина понижения температуры воздуха.

Принципиальная схема испарительного охлаждения приточного воздуха приведена на рис. 6.

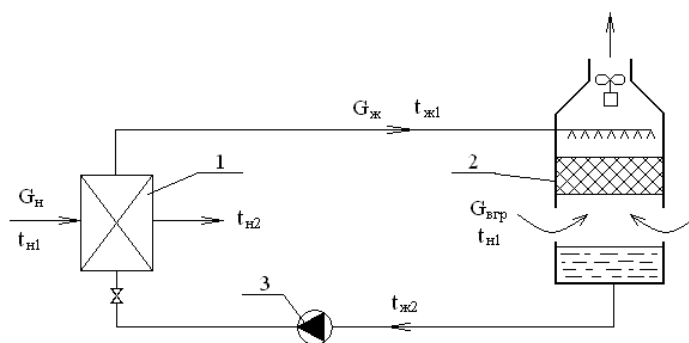


Рис.6 Принципиальная схема испарительного охлаждения приточного воздуха:  
1-поверхностный теплообменник, 2- вентиляторная градирня

Данная схема представляет собой систему косвенного испарительного охлаждения воздуха, в которой вода охлаждается наружным воздухом в градирне 2, а затем насосом подается в поверхностный теплообменник-воздухоохладитель, в качестве которого используется блок приточных теплообменников системы утилизации с промежуточным теплоносителем (СУПТ). Процессы охлаждения воды в градирне и воздуха в теплообменнике на  $h-d$  диаграмме показаны на рис.7.

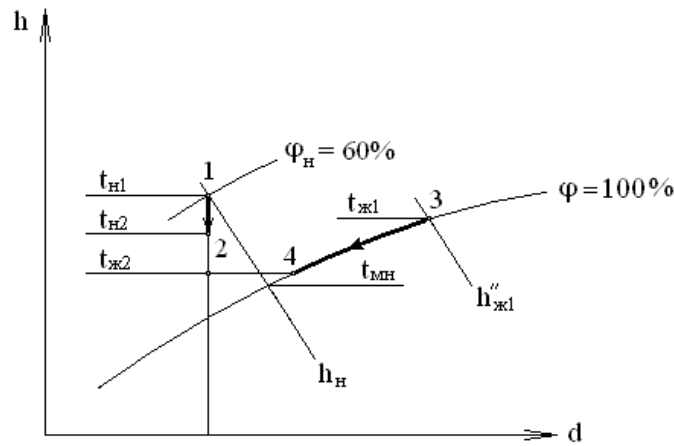


Рис.7 Процессы охлаждения приточного воздуха (1-2) и воды (3-4) на  $h-d$  диаграмме:  $t_{мн}$  – температура наружного воздуха по мокрому термометру,  $t_{ж2}$ ,  $t_{ж1}$  – температура воды на входе и выходе из поверхностного теплообменника

Для теплотехнического расчета данной системы испарительного охлаждения необходимо располагать зависимостью, включающей в себя конструктивные и теплотехнические характеристики теплообменных аппаратов, а также режимные параметры их работы.

Для градирни основными режимными параметрами являются массовые скорости воздуха  $q_{в.зр}$  и воды  $q_w$  в градирне:

$$q_{в.зр} = v_{в.зр} \cdot \rho_v = G_{в.зр} / F_{ор}, \quad (3.1)$$

$$q_w = G_{ж} / F_{ор}. \quad (3.2)$$

где  $G_{в.зр}$ ,  $G_{ж}$  – массовые расходы наружного воздуха и воды через градирню,  $F_{ор}$  – фронтальная площадь оросителя градирни,  $v_{в.зр}$ ,  $\rho_v$  – линейная скорость и плотность воздуха.

В теплотехнических расчетах градирен обычно используют величину относительного расхода воздуха:

$$\lambda_v = G_{в.зр} / G_{ж} \quad (3.3)$$

где  $a_h$ ,  $b_h$  – коэффициенты, рассчитываемые для рабочего (условно линейного) участка линии равновесия  $\phi = 1.0$ .

Комплексной характеристикой, определяющей теплообмен в оросителе градирни, является число единиц полного теплопереноса (энтальпии) от воды к воздуху:

$$N_{h.в} = A \lambda_v^{m-1} h_{ор}, \quad (3.4)$$

где  $A, m$  – коэффициенты, характеризующие теплообмен в оросителе определенной конструкции,  $h_{ор}$  – высота оросителя.

Для противоточной схемы движения воды и воздуха в оросителе градирни коэффициент энтальпийной эффективности градирни связан с величиной  $N_{h.в}$ :

$$E_{zp} = \frac{h_2 - h_{n1}}{h_{жс1}'' - h_{n1}} = \frac{1 - \exp(N_{h6} b_h \lambda_6 / c_{жс} - N_{h6})}{1 - b_h \lambda_6 / c_{жс} \exp(N_{h6} b_h \lambda_6 / c_{жс} - N_{h6})}, \quad (3.5)$$

где  $h_{n1}, h_2$  – энтальпии воздуха на входе и выходе из градирни,  $b_h$  – коэффициент, рассчитываемых для рабочего (условно линейного) участка линии равновесия  $\varphi=1.0$ ,  $c_{жс}$  – удельная теплоемкость жидкости,  $h_{жс}''$  – энтальпия насыщенного воздуха над поверхностью воды при температуре  $t_{жс}$ .

Пренебрегая потерями тепла в системе тепловые нагрузки аппаратов и системы в целом могут быть выражены балансовыми уравнениями.

Тепловой поток  $Q_x$ , отведенный в градирне от охлаждаемой воды, определяется уравнением:

$$Q_x = E_{zp} G_{в.зр} (h_{жс1}'' - h_{n1}), \quad (3.6)$$

- отведенный от воздуха в поверхностном теплообменнике – воздухоохладителе наружного воздуха:

$$Q_x = E_n G_n c_в (t_{в1} - t_{в2}), \quad (3.7)$$

где  $E_n, G_n, c_в$  – коэффициент эффективности теплообменника – воздухоохладителя, расход наружного воздуха и его удельная теплоемкость,

- подведенный к циркулирующей воде в поверхностном теплообменнике:

$$Q_x = G_{жс} c_{жс} (t_{жс1} - t_{жс2}) \quad (3.8)$$

где – расход  $G_{жс}$ ,  $c_{жс}$  – расход и удельная теплоемкость воды.

Из уравнений (3.6)–(3.8) следует:

$$t_{n1} - t_{жс1} = \frac{E_{zp} G_{в.зр} (h_{жс}'' - h_{n1})}{G_n c_в} \left( \frac{c_{жс}}{E_n c_в} - \frac{G_n}{G_{жс}} \right). \quad (3.9)$$

В данное уравнение входят две неизвестные из исходных данных величины, а именно температура воды на выходе из воздухоохладителя  $t_{жс1}$  и энтальпия насыщенного воздуха при этой температуре  $h_{жс}''$ , которые связаны между собой соотношением

$$h_{жс}'' = a_h + b_h t_{жс}, \quad (3.10)$$

где  $a_h, b_h$  – коэффициенты, рассчитываемые для рабочего (условно линейного) участка линии равновесия  $\varphi=1.0$ .

Коэффициент:

$$b_h = (h_{жс1}'' - h_{жс2}'') / (t_{жс1} - t_{жс2}), \quad (3.11)$$

где  $t_{жс1}, t_{жс2}$  – температурные границы рабочего участка линии равновесия.

Принимая соотношение удельных теплоемкостей воды и воздуха  $c_{жс}/c_в=4$  и вводя в зависимость (3.9) величину  $\lambda_6$ , приходим к выражению

$$t_{n1} - t_{жс1} = \frac{E_{zp} (a_h + b_h t_{жс1} - h_{n1})}{c_{жс}} \left( \frac{4G_{в.зр}}{E_n G_n} - \lambda_6 \right). \quad (3.12)$$

Обозначим комплекс 
$$A_1 = \frac{E_{zp}}{c_{жс}} \left( \frac{4G_{в.зр}}{E_n G_n} - \lambda_{в} \right) \quad (3.13)$$

и выразим искомую температуру воды на входе в градирню  $t_{жс1}$ :

$$t_{жс1} = \frac{t_{н1} - A_1(a_h - h_{н1})}{A_1 b_h + 1} \quad (3.14)$$

Тепловой поток в градирне при энтальпии наружного воздуха  $h_{н1}$

$$Q_x = E_{zp} G_{в.зр} (h''_{жс1} - h_{н1}), \quad (3.15)$$

а количество холода, выработанного за продолжительность периода  $\tau_i$  данного состояния наружного воздуха,

$$Q_{xi} = Q_x \tau_i. \quad (3.16)$$

Температура воздуха на выходе из теплообменника – охладителя  $t_{н2}$  и температура воды на выходе из градирни  $t_{жс2}$ :

$$t_{н2} = t_{н1} - Q_x / (G_n c_{в}), \quad (3.17)$$

$$t_{жс2} = t_{жс1} - Q_x / (G_{жс} c_{жс}). \quad (3.18)$$

### 3.2 Методика расчета системы испарительного охлаждения

1. Принимается температура приточного воздуха в летний период  $t_{np} = t_{yx} - 3^{\circ}\text{C}$  и относительная влажность  $\varphi_{np} = 60\%$ , по  $h$ - $d$  диаграмме или по таблицам находится энтальпия приточного воздуха  $h_{np}$ , затем по справочным данным устанавливаются продолжительности периодов превышения энтальпии наружного воздуха над энтальпией приточного воздуха.

2. Принимается рекомендуемая плотность орошения для вентиляторных градирен в пределах  $q_w = 1.2 - 1.8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{с})$ , а затем по (3.2) определяется площадь оросителя  $F_{ор}$ , принимая расход жидкости  $G_{жс}$  равным расходу при расчете системы с промежуточным теплоносителем.

3. Принимается скорость воздуха в оросителе  $v_{в.ор} = 2.2 - 2.4 \text{ м/с}$ , определяется плотность наружного воздуха, затем по (3.1), (3.3) находятся  $q_{в}, G_{в.зр}, \lambda_{в}$ .

4. По справочным данным в соответствии с заданным типом оросителя находятся величины  $A, m, h_{ор}$  и рассчитывается число  $N_{he}$  по (3.4).

5. Принимается ориентировочно превышение температуры воды над температурой мокрого термометра наружного воздуха  $t_{мн1}$  в пределах  $t_{жс2} = t_{мн1} + 3, t_{жс1} = t_{мн1} + 6^{\circ}\text{C}$  и рассчитываются по  $h$ - $d$ -диаграмме или по таблицам состояния влажного воздуха величины  $b_h, a_h$ , а затем  $E_{zp}$  по формулам (3.11), (3.10), (3.5).

6. По уравнениям (3.13) и (3.14) определяется температура воды на входе в градирню  $t_{жс1}$  для расчетного состояния наружного воздуха, для этого же периода определяются величины  $Q_x, Q_{xi}, t_{н2}, t_{жс2}$  по (3.15)–(3.18).

7. Уточняются величины  $a_h$  и  $b_h$ , и при расхождении с ранее принятыми более 5% п.5–6 расчет повторяется.

8. Для всех периодов состояния наружного воздуха с превышением  $h_{н1}$  над энтальпией приточного воздуха повторяются расчеты по п. 5- 6.

9. Составляется таблица полученных результатов работы системы испарительного охлаждения.

### 3.3 Пример расчета

для первого интервала энтальпий ( $t_n = + 22,5^\circ\text{C}$ ,  $\phi_n=60\%$ )

1. Принимаем температуру приточного воздуха

$$t_{\text{пр}} = 24 - 3 = 21^\circ\text{C}.$$

По справочным данным [4] принимаем превышение энтальпии наружного воздуха над энтальпией приточного воздуха  $I_{\text{пр}} = 45,31$  кДж/кг.

2. Принимаем рекомендуемую плотность орошения для вентиляторных градиен  $q_w = 1,5$  кг/(м<sup>2</sup>с), а затем по формуле (3.2) определяем площадь оросителя  $F_{\text{ор}}$ :

$$F_{\text{ор}} = \frac{2,77}{1,5} = 1,85 \text{ м}^2.$$

3. Принимаем скорость воздуха в оросителе  $v_{\text{в.ор}} = 2,3$  м/с, определяем плотность воздуха, затем по формулам (3.1), (3.3) находим  $G_{\text{в.гр}}$  и  $\lambda_{\text{в}}$ :

$$\begin{aligned} q_{\text{в.гр}} &= 2,3 \cdot 1,85 = 2,726 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2), \\ G_{\text{в.гр}} &= 2,726 \cdot 1,85 = 5,042 \text{ кг/с} = 18150 \text{ кг/ч.} \\ \lambda_{\text{в}} &= \frac{5,042}{2,774} = 1,817 \end{aligned}$$

4. По справочным данным в соответствии с заданным типом оросителя принимаем величины  $A = 0,479 \text{ м}^{-1}$ ,  $h_{\text{ор}} = 2,9 \text{ м}$ ,  $m = 0,996$  и рассчитываем число единиц  $N_{\text{hb}}$  по формуле (3.4):

$$N_{\text{hb}} = 0,479 \cdot 1,817^{0,996-1} \cdot 2,9 = 1,386$$

5. Ориентировочно принимаем превышение температуры воды над температурой мокрого термометра наружного воздуха  $t_{\text{мн1}}$  в пределах  $t_{\text{ж2}} = 19,90^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{ж1}} = 18,10^\circ\text{C}$  и рассчитываем по  $h-d$  диаграмме величины  $b_h$ ,  $a_h$ , а затем определяем  $E_{\text{гр}}$  по формулам (3.11), (3.10), (3.5):

$$\begin{aligned} b_h &= \frac{4,19(13,62 - 12,27)}{19,90 - 18,10} = 3,1425 \text{ КДж/(кгК)} \\ a_h &= 4,19 \cdot 13,62 - 3,1425 \cdot 19,90 = -5,4680 \text{ КДж/кг} \\ E_{\text{гр}} &= \frac{1 - \exp(1,386 \cdot 3,1425 \cdot 1,817/4,19 - 1,386)}{1 - 3,1425 \cdot 1,817/4,19 \cdot \exp(1,386 \cdot 3,1425 \cdot 1,817/4,19 - 1,386)} = 0,52 \end{aligned}$$

6. По уравнениям (3.13) и (3.14) определяем температуру  $t_{\text{ж1}}$ ; тепловой поток  $Q_x$  при энтальпии наружного воздуха  $h_{\text{н1}}$ , количество холода  $Q_{xi}$ , температуру  $t_{\text{н2}}$  и температуру  $t_{\text{ж2}}$  по формулам (3.15) – (3.18):

$$A_1 = \frac{0,5213 \left( \frac{4 \cdot 5,042}{0,5219 \cdot 8,889} - 1,817 \right)}{4,19} = 0,3365;$$



$$t_{ж1} = \frac{22,52 - 0,3365 (-5,4680 - 48,95)}{0,3365 \cdot 3,1425 + 1} = 19,85^{\circ}\text{C};$$

$$Q_x = 0,52 \cdot 5,042 \cdot (4,19 \cdot 13,57 - 48,95) = 20,79 \text{ кВт};$$

$$Q_{xi} = 20,79 \cdot 224 = 4656 \text{ кВтч};$$

$$t_{н2} = 22,5 - \frac{20,79}{8,889 \cdot 1,007} = 20,2^{\circ}\text{C};$$

$$t_{ж2} = 19,85 - \frac{20,79}{2,774 \cdot 4,19} = 18,1^{\circ}\text{C}.$$

7. Уточняются величины  $a_h$  и  $b_h$ , и при расхождении с ранее принятыми более 5% расчет пунктам 5–6 повторяется.

$$b_h = \frac{4,19(13,57 - 12,23)}{19,85 - 18,06} = 3,14$$

$$a_h = 4,19 \cdot 13,57 - 3,14 \cdot 19,85 = -5,468$$

$$\Delta b = \frac{3,14 - 3,1425}{3,14} 100 = 0,08\%$$

$$\Delta a = \frac{-5,468 - (-5,4680)}{-5,468} 100 = 0,22\%$$

Составляем сводную таблицу работы системы испарительного охлаждения.

Таблица 4

Результаты теплотехнического расчета системы испарительного охлаждения

$h_{H1},$ кДж/ кг	48,9	51,9	55	58,6	62,4	65,9	69,5	73
$\tau, \text{ч}$	224	156	141	86	55	28	4	5
$t_{H1}, ^\circ\text{C}$	22,5	23,56	24,72	26,00	27,08	28,36	29,40	30,40
$t_{M1}, ^\circ\text{C}$	17,5	18,36	19,20	20,16	21,12	22,28	23,24	24,08
$t_{ж1},$ $^\circ\text{C}$	19,9	20,88	21,90	22,91	24,00	25,05	26,04	26,95
$t_{ж2},$ $^\circ\text{C}$	18,1	19,05	19,90	20,91	21,90	22,90	23,80	24,70
$E_{гp}$	0,52	0,49	0,50	0,47	0,47	0,47	0,47	0,43
$A_1$	0,34	0,314	0,324	0,301	0,30	0,30	0,30	0,28
$t_{ж1},$ $^\circ\text{C}$	19,9	20,85	21,86	22,95	23,97	25,06	26,04	26,98
$h_{ж1}'',$ ккал/ кг	13,6	14,47	15,25	16,38	17,33	18,33	19,26	20,35
$Q_x,$ кВт	20,8	21,41	22,50	23,70	24,35	25,71	26,31	26,57
$Q_{xi},$ кДж	4656	3340	3172	2038	1339	720	105	133
$t_{H2}, ^\circ\text{C}$	20,2	21,2	22,2	23,4	24,4	25,5	26,5	27
$t_{ж2},$ $^\circ\text{C}$	18,1	19	19,9	20,9	21,9	22,8	23,8	24,7
$h_{ж2}'',$ ккал/ кг	12,2	12,8	13,6	14,5	15,4	16,3	17,1	17,9
$b_h$	3,14	3,68	3,46	3,94	3,92	3,9	3,98	4,5
$a_h$	-5,46	-16,2	-11,83	-21,9	-21,4	-21	-23	-36,4

**Сводка расчетных зависимостей**

$$\Psi_H = \Psi_y = \frac{F}{F_{nl}} = \frac{F_{nl} + F_p}{F_{nl}} = 1 + \frac{F_p}{F_{nl}}, \quad (1.1)$$

$$\Psi = 1 + \frac{1}{\cos \beta} = 1 + \frac{1}{0.5} = 3 \quad (1.2)$$

$$\Psi = 1 + \frac{l_3}{l_2}, \quad (1.3)$$

$$\Psi_H = 1 + \frac{2\pi R}{4R} = 1 + \frac{\pi}{2} = 2.57 \quad (1.4)$$

$$K_{op} = \frac{F_{nl}}{F} + \frac{F_p k_{KT}}{F} = \frac{1}{\Psi} + \left(1 - \frac{1}{\Psi}\right) k_{KT}; \quad (1.5)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H K_{OP}} + \frac{1}{\alpha_x K_{OP}}}, \quad (1.6)$$

$$Nu = A \cdot \text{Re}^n \left( \frac{l}{d_s} \right)^{n_1} \text{Pr}^{0.33}, \quad (1.7)$$

$$f = A_1 \cdot \text{Re}^n \left( \frac{l}{d_s} \right)^{n_1}, \quad (1.8)$$

$$St \cdot \text{Pr}^{0.666} = 0.114 \cdot f^{0.53} \cdot \text{Re}^{-0.113}, \quad (1.9)$$

$$St = \frac{\alpha}{v \rho c}, \quad (1.10)$$

$$f = 0.078 \text{Re}^{-0.25} \quad (1.11)$$

$$\alpha = 29,5 v \cdot c \cdot \rho \frac{\text{Re}^{-0.245}}{\text{Pr}^{0.666}}, \quad (1.12)$$

$$Re = v d_s / \nu. \quad (1.13)$$

$$t_{h.cp} = ((t_{hl} + t_{hl} + 0,5(t_{yl} - t_{hl}))/2 = 0,75 t_{hl} + 0,25 t_{yl} \quad (1.14)$$

$$t_{y.cp} = 0,75 t_{yl} + 0,25 t_{hl}$$

$$F_{\phi p} = \frac{G}{v \rho} \quad (1.15)$$

$$E_H = \frac{t_{H2} - t_{H1}}{t_{y1} - t_{H1}}, \quad (1.16)$$

$$E_H = 1 - \exp(e^{-N_H} - 1) \quad (1.17)$$

$$N_H = \frac{K F_T}{G_H c} \quad (1.18)$$

$$Z = t_{h.cp} \tau, \quad (1.19)$$

$$V_{TA} = F_{\phi p} l, \quad (1.20)$$

$$F_{\text{жс}} = \frac{F_{\phi p} l V_{y\partial}}{2l} = \frac{F_{\phi p} V_{y\partial}}{2} \quad (1.21)$$

$$\nu = \frac{G_6}{\rho \cdot F_{\text{жс}}} \quad (1.22)$$

$$F_T = \frac{V_{TA} F_V}{2} \quad (1.23)$$

$$\Delta P = 4f \left( \frac{\nu^2 \rho}{2} \right) \frac{l}{d_s} , \quad (1.24)$$

$$N_{\text{еиm}} = 0.001 \frac{\Delta P G}{\rho \eta_6 \eta_n} , \kappa B m , \quad (1.25)$$

$$Q_i = E_H (t_{Y1} - t_{H1}) G_H c \cdot \tau_i n / 24 , \quad (1.26)$$

$$Q_{o.n} = \sum_{i=1}^{i=P} Q_i , \quad (1.27)$$

$$Q_{mi} = (t_{Y1} - t_{H2}) G_H c \cdot \tau_i n / 24 , \quad (1.28)$$

$$\mathfrak{D}_6 = 2 N_6 \cdot \tau_i n / 24 , \text{ кВтч} . \quad (1.29)$$

$$K\mathfrak{D} = Q_{o.n.} / \mathfrak{D}_6 \quad (1.30)$$

$$F_{\text{жс}} = 0,52 F_{\phi p} \quad (2.1)$$

$$E_p = \frac{\exp(mh) - \exp(-mh)}{\exp(mh) + \exp(-mh)} \cdot \frac{1}{mh} , \quad (2.2)$$

$$m = \left( \frac{2\alpha_n}{\lambda_p \delta_p} \right)^{0.5} \quad (2.3)$$

$$\alpha_n = \frac{\lambda_6}{t} 0.23 \left( \frac{d_n}{t} \right)^{-0.54} \left( \frac{h}{t} \right)^{-0.14} \text{Re}_6^{0.65} \text{Pr}_6^{0.4} , \quad (2.4)$$

$$\alpha_{np} = \alpha_n \left( \frac{F_p}{F} E_p + \frac{F_{mp}}{F} \right) , \quad (2.5)$$

$$\text{Re}_6 = \frac{\nu t}{V_6} , \quad (2.6)$$

$$\alpha_w = \frac{\lambda_w}{d} 0.023 \text{Re}_w^{0.8} \text{Pr}_w^{0.43} , \quad (2.7)$$

$$\text{Re}_w = \frac{w d_6}{V_w} , \quad (2.8)$$

$$w = \frac{G_{\text{жс}}}{\rho_{\text{жс}} f_{\text{жс1x}} n_{\phi p} n_{\text{зл}}} , \quad (2.9)$$

$$k_{\text{н}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{н.нр}}} + \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_k\right)\psi_{\text{оп}}}, \quad (2.10)$$

$$E_o = \frac{t_{\text{н2}} - t_{\text{н1}}}{t_{\text{y1}} - t_{\text{н1}}} = \frac{1}{\frac{1}{E_{\text{н60}}} + \frac{G_{\text{н}}}{E_{\text{y60}}G_{\text{y}}} - W_{\text{60}}} \xi_{\varphi}, \quad (2.11)$$

$$E_{\text{61p}} = 1 - \exp\left(\frac{e^{-N_{\text{613}}W_{\text{61p}}} - 1}{W_{\text{61p}}}\right), \quad (2.12)$$

$$E_{\text{61x}} = 1 - (1 - E_{\text{61p}})^{n_p}, \quad (2.13)$$

$$E_{\text{жс1x}} = E_{\text{61x}} W_{\text{61x}}. \quad (2.14)$$

$$E_{\text{жс1}} = 1 - (1 - E_{\text{жс1x}})^x, \quad (2.15)$$

$$E_{\text{61}} = \frac{E_{\text{жс1}}}{W_{\text{61}}}. \quad (2.16)$$

$$E_{\text{н60}} = \frac{t_{\text{н2}} - t_{\text{н1}}}{t_{\text{жс1}} - t_{\text{н1}}} = 1 - (1 - E_{\text{61}})^{n_{\text{ж1}}} \quad (2.17)$$

$$W_o = \frac{G_{\text{н}} c_{\text{6}}}{G_{\text{жс}} c_{\text{жс}}} = 0.55 + 0.4 \frac{G_{\text{н}}}{G_{\text{y}}} - 0.006(\varphi_{\text{y}} - 30), \quad (2.18)$$

$$W_{\text{61x}} = \frac{G_{\text{6}} c_{\text{6}} n_{\text{2л}}}{G_{\text{жс}} c_{\text{жс}} X} = \frac{W_0 n_{\text{2л}}}{X}, \quad (2.19)$$

$$W_{\text{61p}} = W_{\text{61x}} n_p = \frac{W_{\text{60}} n_{\text{2л}} n_p}{X}, \quad (2.20)$$

$$N_{\text{61p}} = \frac{k_{\text{н}} F_1 n_{\text{фр}}}{G_{\text{6}} c_{\text{6}} n_p}, \quad (2.21)$$

$$t_{\text{н2}} = t_{\text{н1}} + E_o(t_{\text{y1}} - t_{\text{н1}}) = t_{\text{н1}} + E_{\text{н60}}(t_{\text{жс1}} - t_{\text{н1}}), \quad (2.22)$$

$$t_{\text{жс2}} = t_{\text{жс1}} - (t_{\text{н2}} - t_{\text{н1}}) W_0 \quad (2.23)$$

$$Q_m = G_{\text{н}} C_{\text{6}} (t_{\text{н}} - t_{\text{н2}}). \quad (2.24)$$

$$\Delta P_{\text{6}} = 1.62(v_{\text{фр}} \rho_{\text{6}})^{1.7} n_{\text{2л}}^{1.2}, \text{ Па}. \quad (2.25)$$

$$\Delta P_{\text{жс}} = C_{\text{жс}} w^2, \text{ Па}, \quad (2.26)$$

$$A_{\text{6}} = (N_{\text{6н}} + N_{\text{6y}}) \tau_{\text{ом}}, \text{ кВтч}. \quad (2.27)$$

$$N_{\text{жс}} = 0.001 \left( \frac{\Delta P_{\text{жсн}} + \Delta P_{\text{жсг}}}{\rho_{\text{жс}}} + \Delta P_{\text{мп}} \right) \frac{G_{\text{жс}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad \kappa B m, \quad (2.28)$$

$$A_{\text{жс}} = N_{\text{жс}} \tau_{\text{ом}}, \quad \kappa B m \text{ч}. \quad (2.29)$$

$$K_{\text{н}} = N_{\text{жс}} \Pi_{\text{н}}, \quad (2.30)$$

$$\mathcal{E}_{\text{л}} = (A_{\text{г}} + A_{\text{жс}}) \Pi_{\text{эл}}, \quad (2.31)$$

$$T_{\mathcal{E}} = Q_{\text{о.н}} \cdot \Pi_{\text{мэ}}, \quad (2.32)$$

$$\mathcal{Z} = a_{\text{м}} \cdot K_{\text{г}} + \mathcal{E}_{\text{л}}, \quad \text{руб./год}, \quad (2.33)$$

$$\Pi = T_{\mathcal{E}} - \mathcal{Z}, \quad \text{руб./год}. \quad (2.34)$$

$$T = K_{\text{г}} / \Pi, \quad \text{лет}. \quad (2.35)$$

$$\Pi_{\text{ымэ}} = \mathcal{Z} / Q_{\text{о.н}}, \quad \text{руб./ГДж}. \quad (2.36)$$

$$q_{\text{в.зп}} = v_{\text{в.зп}} \cdot \rho_{\text{в}} = G_{\text{в.зп}} / F_{\text{оп}} \quad (3.1)$$

$$q_{\text{в}} = G_{\text{жс}} / F_{\text{оп}}. \quad (3.2)$$

$$\lambda_{\text{в}} = G_{\text{в.зп}} / G_{\text{жс}} \quad (3.3)$$

$$N_{h_{\text{в}}} = A \lambda_{\text{в}}^{m-1} h_{\text{оп}}, \quad (3.4)$$

$$E_{\text{зп}} = \frac{h_2 - h_{\text{н1}}}{h_{\text{жс1}} - h_{\text{н1}}} = \frac{1 - \exp(N_{h_{\text{в}}} b_h \lambda_{\text{в}} / c_{\text{жс}} - N_{h_{\text{в}}})}{1 - b_h \lambda_{\text{в}} / c_{\text{жс}} \exp(N_{h_{\text{в}}} b_h \lambda_{\text{в}} / c_{\text{жс}} - N_{h_{\text{в}}})} \quad (3.5)$$

$$Q_{\text{x}} = E_{\text{зп}} G_{\text{в.зп}} (h_{\text{жс1}}'' - h_{\text{н1}}), \quad (3.6)$$

$$Q_{\text{x}} = E_{\text{н}} G_{\text{н}} c_{\text{в}} (t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}) \quad (3.7)$$

$$Q_{\text{x}} = G_{\text{жс}} c_{\text{жс}} (t_{\text{жс1}} - t_{\text{жс2}}) \quad (3.8)$$

$$t_{\text{н1}} - t_{\text{жс1}} = \frac{E_{\text{зп}} G_{\text{в.зп}} (h_{\text{жс}}'' - h_{\text{н1}})}{G_{\text{н}} c_{\text{жс}}} \left( \frac{c_{\text{жс}}}{E_{\text{н}} c_{\text{в}}} - \frac{G_{\text{н}}}{G_{\text{жс}}} \right). \quad (3.9)$$

$$h_{\text{жс}}'' = a_{\text{н}} + b_{\text{н}} t_{\text{жс}}, \quad (3.10)$$

$$b_{\text{н}} = (h_{\text{жс1}}'' - h_{\text{жс2}}'') / (t_{\text{жс1}} - t_{\text{жс2}}), \quad (3.11)$$

$$t_{\text{н1}} - t_{\text{жс1}} = \frac{E_{\text{зп}} (a_{\text{н}} + b_{\text{н}} t_{\text{жс1}} - h_{\text{н1}})}{c_{\text{жс}}} \left( \frac{4 G_{\text{в.зп}}}{E_{\text{н}} G_{\text{н}}} - \lambda_{\text{в}} \right). \quad (3.12)$$

$$A_1 = \frac{E_{zp}}{c_{\mathcal{H}C}} \left( \frac{4G_{\mathfrak{g}.zp}}{E_{\mathfrak{H}} G_{\mathfrak{H}}} - \lambda_{\mathfrak{g}} \right) \quad (3.13)$$

$$t_{\mathcal{H}C1} = \frac{t_{\mathfrak{H}1} - A_1(a_{\mathfrak{h}} - h_{\mathfrak{H}1})}{A_1 b_{\mathfrak{h}} + 1} \quad (3.14)$$

$$Q_x = E_{zp} G_{\mathfrak{g}.zp} (h''_{\mathcal{H}C1} - h_{\mathfrak{H}1}) , \quad (3.15)$$

$$Q_{xi} = Q_x \tau_i . \quad (3.16)$$

$$t_{\mathfrak{H}2} = t_{\mathfrak{H}1} - Q_{\mathcal{N}} / (G_{\mathfrak{H}} c_{\mathfrak{g}}) , \quad (3.17)$$

$$t_{\mathcal{H}C2} = t_{\mathcal{H}C1} - Q_{\mathcal{N}} / (G_{\mathcal{H}C} c_{\mathcal{H}C}) . \quad (3.18)$$

**Теплофизические свойства воздуха**  
(коэффициент кинематической вязкости воздуха  $\nu_{\text{в}} \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$ )

<b>t<sub>в</sub>, °C</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>
<b>-40</b>	10,0	9,959	9,88	9,797	9,716	9,635	9,554	9,47	9,39	9,31
<b>-30</b>	10,8	10,72	10,6	10,57	10,50	10,42	10,34	10,3	10,2	10,1
<b>-20</b>	11,8	11,69	11,6	11,49	11,39	11,30	11,20	11,1	11,0	10,9
<b>-10</b>	12,4	12,37	12,3	12,24	12,17	12,11	12,05	12,0	11,9	11,8
<b>0</b>	13,3	13,20	13,1	13,03	12,94	12,86	12,77	12,7	12,6	12,5
<b>0</b>	13,3	13,37	13,5	13,54	13,63	13,72	13,81	13,9	14,0	14,1
<b>10</b>	14,2	14,25	14,3	14,43	14,52	14,61	14,70	14,8	14,9	15,0
<b>20</b>	15,1	15,15	15,2	15,34	15,44	15,53	15,62	15,7	15,8	15,9
<b>30</b>	16,0	16,10	16,2	16,29	16,38	16,48	16,58	16,7	16,8	16,9
<b>40</b>	17,0	17,06	17,2	17,26	17,36	17,46	17,55	17,6	17,8	17,8



## Теплофизические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5}$ Па	$\rho,$ $\text{кг}/\text{м}^3$	$h,$ $\text{кДж}/\text{кг}$	$c_p,$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$	$\lambda,$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$	$\nu \cdot 10^{-6},$ $\text{м}^2/\text{с}$	$Pr$
0	1.013	999.9	0	4.212	0.56	1.789	13.5
10	1.013	999.7	42	4.19	0.58	1.306	9.45
20	1.013	998.2	83.9	4.18	0.597	1.006	7.03
30	1.013	995.7	126	4.17	0.612	0.805	5.45
40	1.013	992.2	168	4.17	0.627	0.659	4.36
50	1.013	988.1	209	4.17	0.64	0.556	3.59
60	1.013	983.1	251	4.18	0.65	0.478	3.03
70	1.013	977.8	293	4.19	0.662	0.415	5.28
80	1.013	971.8	335	4.20	0.669	0.365	2.23
90	1.013	965.3	377	4.21	0.676	0.326	1.97
100	1.013	958.4	419	4.22	0.684	0.295	1.75
110	1.43	951.0	461	4.23	0.685	0.272	1.6
120	1.98	943.1	504	4.25	0.686	0.252	1.47
130	2.7	934.8	546	4.27	0.686	0.233	1.35
140	3.61	926.1	589	4.29	0.685	0.217	1.26
150	4.76	917.0	632	4.3	0.684	0.203	1.17

**Характеристики биметаллических калориферов КСк 4 ( $n_p=4$ )**

Характеристика	№ типоразмера калорифера						
	6	7	8	9	10	11	12
Поверхность теплообмена $F_n, \text{м}^2$	17,4	21,5	25,5	29,6	37,7	110	166,2
Площадь сечения труб одного хода $f_{ж1х}, \text{м}^2 \cdot 10^3$	1,11	1,11	1,11	1,11	1,11	3,41	5,1
Площадь фронтального сечения $F_{фр}, \text{м}^2 \cdot 10$	2,67	3,29	3,92	4,55	5,81	16,6	24,9
Число ходов теплоносителя $X$	6	6	6	6	6	4	4
Число труб в поперечном ряду хода, $n_{np}$	2	2	2	2	2	6	9
Общее число труб	48	48	48	48	48	96	144
Коэффициент гидравлического сопротивления $C_{ж}$ , по воде, по раствору, $\text{Па} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 \cdot 10^4$	13,4 17	14,4 18,1	15,3 19	21,8 27,5	17,9 22,6	38,4 48,4	73,5 92,6
Стоимость, тыс.руб.	3,7	4,2	4,7	4,9	5,9	15,5	22,8

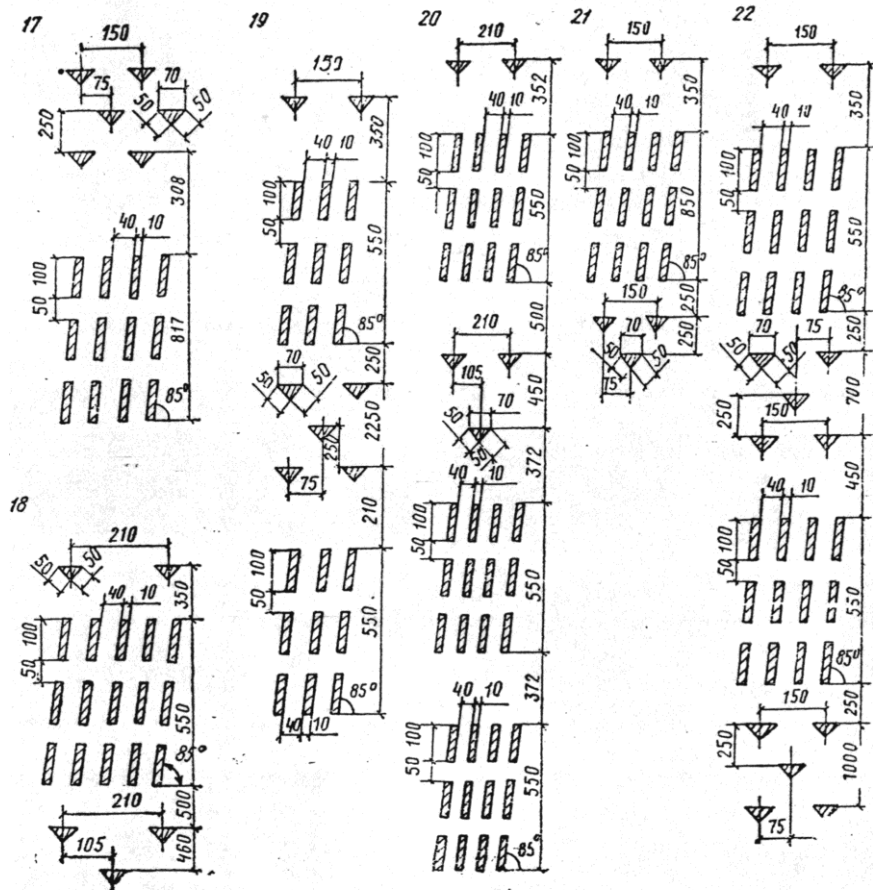
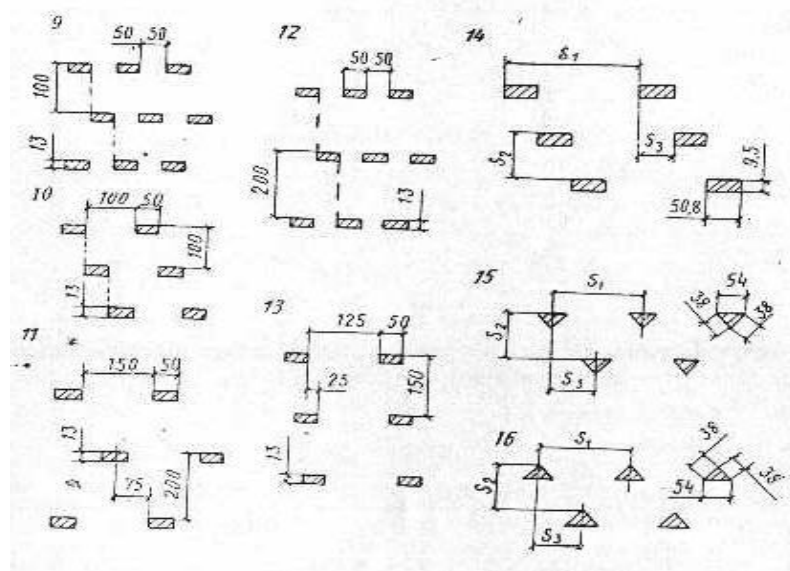
**Характеристики центробежных вентиляторов ВЦ14-46**

№ вентиля- тора	Мощность двигателя, кВт	Цена, руб.
2	0.12-0.37	1993
	1.1-2.2	3041
2.5	0.37-0.75	2734
	2.2-3.0	3416
	4-5.5	4297
3.15	0.55-0.75	4321
	1.1-2.2	4351
4	1.1-2.2	5953
	4-5.5	7555
	7.5	10171
5	4-11	9986
	15-18.5	11509
	22-30	17576
6.3	5.5-7.5	12255
	11-15	13599
	18.5- 22	20958
8	15- 22	23422
	30- 45	40673
10	15	38206

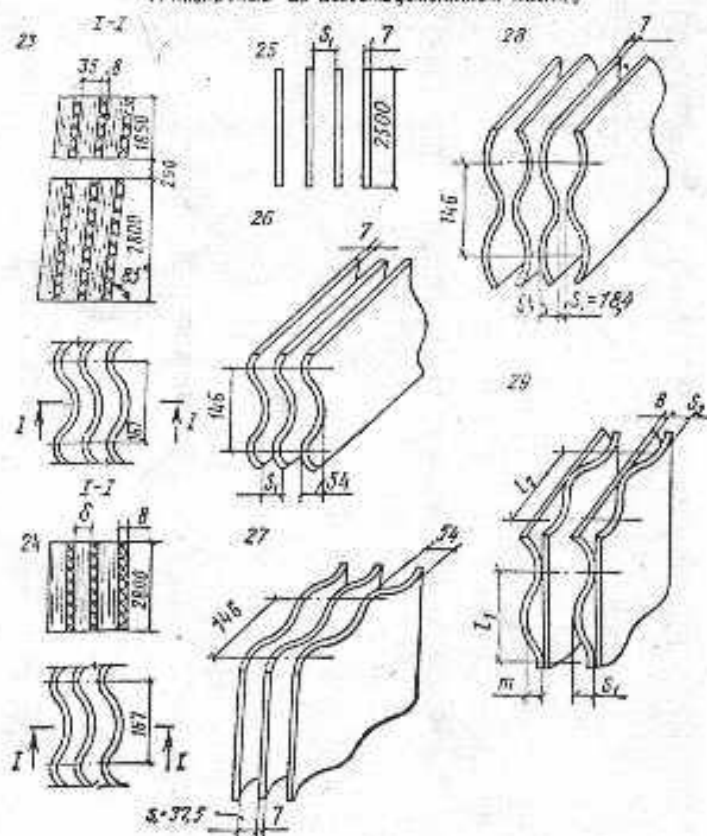
### Характеристики оросителей вентиляторных градирен

Тип оросителя	Но- мер схе- мы на рис	Высота оросителя $h_{op}$ , м	$A$ , м <sup>-1</sup>	$m$
1	2	3	4	5
Капельный – деревянные тре- угольные бруски:				
$S_1 = 152$ мм, $S_2 = 229$ мм, $S_3 = 76$ мм	15	1,22–2,44	0,295	0,5
$S_1 = S_2 = 152$ мм, $S_3 = 76$ мм	15	1,22–2,44	0,308	0,5
$S_1 = 152$ мм, $S_2 = 305$ мм, $S_3 = 76$ мм	15	1,22–2,44	0,246	0,42
$S_1 = 114$ мм, $S_2 = 457$ мм, $S_3 = 57$ мм	15	1,22–2,44	0,236	0,47
$S_1 = 152$ мм, $S_2 = 229$ мм, $S_3 = 76$ мм	16	1,22–2,44	0,275	0,49
Капельно-пленочный. Вариант №:				
1	17	4,7	0,324	0,733
2	17	3,7	0,284	0,532
3	17	2,7	0,286	0,571
4	18	4,73	0,185	1,008
5	19	4,65	0,235	0,757
6	20	4,16	0,135	0,847
7	21	3,7	0,177	0,774
8	22	5,54	0,162	0,587
9	22	4,62	0,171	0,547
10	22	3,7	0,155	0,794
11	22	2,78	0,125	0,886
Асбестоцементный двухъярус- ный с наклонными листами ВУ-1 и расстоянием между ними 35 мм (АЦВВ-2-35)	23	4,7	0,227	0,626
Асбестоцементный одноярусный с вертикальными листами и рас- стоянием между ними: 15 мм (АЦВВ-1-15)	24	2,8	0,468	0,657
25 мм (АЦВВ-1-25)	24	2,8	0,441	0,663
35 мм (АЦВВ-1-25)	24	2,8	0,368	0,518
45 мм (АЦВВ-1-25)	24	2,8	0,345	0,527
Плоские асбестоцементные ли- сты в один ярус: $S_1 = 37,5$ мм	25	1,22–2,44	0,288	0,7
$S_1 = 31,1$ мм	25	1,22–2,44	0,360	0,72
$S_1 = 24,8$ мм	25	1,22–2,44	0,393	0,76
$S_1 = 18,4$ мм	25	1,22–2,44	0,458	0,73
Волнистые асбестоцементные	26	1,22–2,44	0,69	0,69

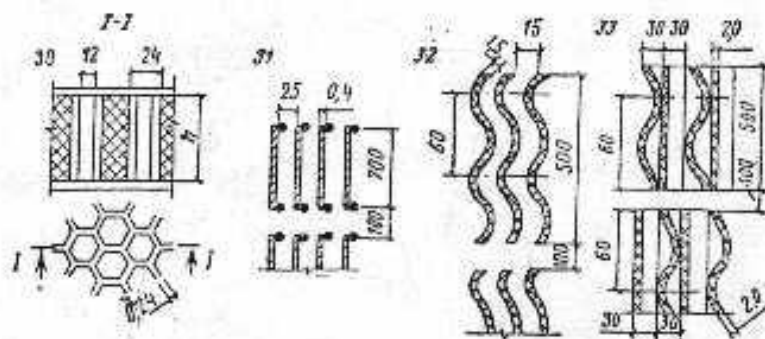
Листы в один ярус: S <sub>1</sub> = 37,5 мм					
S <sub>1</sub> = 24,8 мм		26	1,22–2,44	0,72	0,61
S <sub>1</sub> = 50,1 мм		26	1,22–2,44	0,59	0,68
S <sub>1</sub> = 37,5 мм		27	1,22–2,44	0,36	0,66
S <sub>1</sub> = 18,4 мм		28	1,22–2,44	0,56	0,58
мм	S <sub>1</sub> = 54 мм, l <sub>1</sub> = 146	29	1,22–2,44	0,61	0,73
	S <sub>2</sub> = 54 мм, l <sub>2</sub> = 146				
мм,	S <sub>1</sub> = 27 мм, l <sub>1</sub> = 146	29	1,22–2,44	1,01	0,8
	S <sub>2</sub> = 27 мм, l <sub>2</sub> = 146				
мм.					
мм;	S <sub>1</sub> = 27 мм, l <sub>1</sub> = 146	29	1,22–2,44	0,678	0,79
	S <sub>2</sub> = 57 мм, l <sub>2</sub> = 146				
мм.					
мм;	S <sub>1</sub> = 54 мм, l <sub>1</sub> = 146	29	1,22–2,44	0,814	0,79
	S <sub>2</sub> = 27 мм, l <sub>2</sub> = 178				
мм.					
Волнистые асбестоцементные листы:		29	1,22–2,44	0,534	0,71
S <sub>1</sub> = S <sub>2</sub> = 60 мм, l <sub>1</sub> = l <sub>2</sub> = 178 мм.					
мм;	S <sub>1</sub> = 27 мм, l <sub>1</sub> = 73	29	1,22–2,44	0,436	0,72
	S <sub>2</sub> = 222 мм, l <sub>2</sub> =				
74,6 мм.					
Пластмассовый сотоблоковый: №1		30	3,27	0,334	0,599
№2		30	2,79	0,321	0,603
№3		30	1,84	0,323	0,496
№4		30	0,96	0,483	0,184
Пластмассовый из перфориро- ванных листов (ЦВП-25), δ = 0,4 мм		31	3,1	0,363	0,700
Пластмассовый из гофрирован- ных листов (ЛПГ-15), δ = 1,5 мм		32	2,9	0,479	0,996
Пластмассовый из листов высо- той волны 30 мм и шагом 60 мм, δ = 2 мм: №1		33	1	0,411	1,131
№2		33	2	0,455	0,737
№3		33	3	0,217	1,765



## Г. Пленочные из асбестоцементных листов



## Д. Пленочные из пластмасс



## Содержание пояснительной записки и контрольные вопросы по курсовому проекту

Содержание пояснительной записки:

1. Схемы утилизации тепла удаляемого воздуха с пластинчато-ребристым воздухо-воздушным теплообменником (ПРТО), с промежуточным теплоносителем (СУПТ), схема испарительного охлаждения, процессы изменения состояния воздуха при испарительном охлаждении на  $h - d$  диаграмме. Описание работы схем, их расчеты.

2. Эскизы ПРТО с указанием размеров теплообменника, конструкция оребрения пластин; эскизы теплообменных блоков СУПТ из Кск-4, конструкция оребрения трубок, эскиз оросителя градирни.

*Контрольные вопросы:*

1. Какие условия работы ПРТО позволяют обеспечить высокую теплотехническую эффективность без увеличения металлоемкости данной системы теплоутилизации?
2. От каких факторов зависит коэффициент эффективности ребра?
3. Какими факторами определяется коэффициент термической эффективности оребренной поверхности  $K_{op}$ ?
4. На какие параметры повлияет увеличение глубины  $l$  теплообменника ПРТО?
5. Как объяснить отрицательную степень влияния числа  $Re$  на коэффициент теплоотдачи в формуле (1.12)?
6. Как изменится коэффициент эффективности ПРТО при увеличении: - ширины теплообменника  $b$ , - глубины  $l$  при неизменной поверхности теплообмена  $F_m$ ?
7. Показать на  $h-d$  – диаграмме процессы изменения состояния удаляемого и приточного воздуха.
8. На каких параметрах отразится частичное замерзание конденсата в каналах удаляемого воздуха?
9. Какими конструктивными способами можно повысить коэффициент эффективности ПРТО?
10. Какими режимными параметрами способами можно повысить коэффициент эффективности ПРТО?
11. С какой целью в системе теплоутилизации СУПТ :  
- устанавливают несколько теплообменников по фронту ?  
- предусматривают несколько ходов по промежуточному теплоносителю?
12. Какими преимуществами и недостатками обладает система теплоутилизации СУПТ?
13. Сколько теплообменных трубок в рассчитанной схеме приходится на:  
- один поперечный ряд по воздуху,  
- один ход по воде,



- на весь теплообменник ?

14. Как изменится режим работы СУПТ при увеличении расхода промежуточного теплоносителя?
15. На какие величины влияет район проектирования системы теплоутилизации ?
16. С чем связано понятие приведенного коэффициента теплоотдачи ?
17. Как изменится соотношение теплоемкостей потоков воздуха и промежуточного теплоносителя при увеличении количества теплообменников по глубине ?
18. Какими факторами определяется аэродинамическое сопротивление калорифера?
19. Какими факторами определяется гидродинамическое сопротивление калорифера?
20. В чем заключается различие контактного термического сопротивления в ПРТО и калориферах КСк?
21. Объясните влияние на число единиц теплопереноса  $N_{h\theta}$  в отрицательной степени относительного расхода воздуха  $\lambda$  и в положительной-высоты оросителя  $h_{op}$ .
22. С чем связано влияние на эффективность градирни характеристики рабочего участка линии равновесия  $b_h$ ?
23. Какой параметр является предельной температурой охлажденной в градирне воды ?
24. На каком основании расчет совместного тепло- и массообмена в градирне выполняется по энтальпийному напору?
25. Скрытая или явная теплота является преобладающей в тепловой нагрузке градирни?
26. В случае равенства каких параметров воздуха и воды охлаждение воды невозможно:  $t_{wl}$  и  $t_{el}$ ,  $d''_{wl}$  и  $d_{el}$ ,  $h''_{wl}$  и  $h_{el}$  ?
27. Какие из расходов теплоносителей могут изменяться для увеличения охлаждения воздуха:  $G_{взр}$ ,  $G_h$ ,  $G_{ж}$  ?
28. В каком случае при повышении температуры наружного воздуха температура охлажденной воды не изменится ?
29. Как учитываются особенности конструкции оросителя в расчете эффективности работы градирни?
30. Какая схема движения теплоносителей реализуется в градирне?

## Варианты заданий на курсовую работу

№	Тип ороб	$l_3$ , мм	Город	$t_{yl},^0$ С	$G_n =$ $G_y$ тыс. кг/ч	$П, ч$	Гради- р- ня	
							Сх е- ма	Ор ос ит.
1	$\Delta$	1	Астрахань	25	1,5	8	33	1
2	$\cup$	1	Брянск	26	2,5	10	33	2
3	$\square$	1	Воронеж	27	4,3	8	33	3
4	$\parallel$	1	Волгоград	28	6,2	8	32	
5	$\Delta$	2	Иваново	29	8,3	8	31	
6	$\cup$	2	Казань	30	12,6	10	30	1
7	$\square$	2	Курск	29	1,2	12	30	2
8	$\parallel$	2	Магнито- горск	28	2,2	12	30	3
9	$\Delta$	3	Москва	27	3,6	8	30	4
10	$\cup$	3	Мурманск	26	5,4	8	29	1
11	$\square$	3	Н.Новгород	25	7,2	8	29	2
12	$\parallel$	3	С.Петербург	24	8	8	29	3
13	$\Delta$	5	Самара	23	9	8	29	4
14	$\cup$	5	Екатерин- бург	22	10	16	29	5
15	$\square$	5	Оренбург	24	11	16	29	6
16	$\parallel$	5	Пенза	26	14	16	28	
17	$\Delta$	6	Пермь	28	16	8	27	
18	$\cup$	6	Петроза- водск	27	15	8	26	1
19	$\square$	6	Саратов	26	13	10	26	2
20	$\parallel$	6	Рязань	25	9	10	26	3
21	$\Delta$	10	Смоленск	24	7,5	8	25	1
22	$\cup$	10	Тверь	23	12	8	25	2
23	$\square$	10	Тула	22	8,5	10	25	3
24	$\parallel$	10-	Ульяновск	21	10,5	10	25	4
25	$\Delta$	1	Уфа	23	12,5	8	24	1
26	$\cup$	1	Архангельск	21	15	10	24	2
27	$\square$	1	Вятка	22	17	9	24	3
28	$\parallel$	1	Н.Тагил	23	19	8	24	4
29	$\Delta$	1	Новорос- сийск	23	12,5	8	23	
30	$\cup$	1	Ростов	24	16	10	22	1

31	Δ	1	Челябинск	23	14	8	22	2
32	U	1	Барнаул	24	14	10	22	3
33	□	1	Владивосток	25	15	9	22	4
34		1	Иркутск	23	16	8	21	
35	Δ	2	Красноярск	26	18	8	20	
36	U	2	Новоси- бирск	25	15	8	19	
37	□	2	Омск	24	14	8	18	
38		2	Тюмень	23	16	10	17	1
39	Δ	3	Хабаровск	24	14	12	17	2
40	U	3	Чита	25	15	12	17	3
41	□	3	Пенза	27	19	16	16	
42		3	Пермь	23	12	16	15	1
43	Δ	5	Петроза- водск	24	13	8	15	2
44	U	5	Саратов	25	12	8	15	3
45	□	5	Рязань	24	14	8	15	4

*Условные обозначения:*

$l_3$  – расстояние между несущими пластинами,

$t_{yl}, ^\circ\text{C}$  – начальная температура удаляемого воздуха,

$G_n = G_y$  – расходы наружного и удаляемого воздуха,

$n$  – число часов работы системы в сутки,

тип оребрения:

|| – без оребрения

Δ – треугольное оребрение

U – полукруглое оребрение

□ – п-образное оребрение

## Литература

### Основная

1. Полонский М.С. Энергосбережение: (учеб. пособие /Полонский В.М., Трутнева М.С. – М.: АСВ, 2005. – 160с. : ил.- Библиогр. в начале кн.- ISBN 5-93093-360-X.
2. Королёва Т.И. Экономическое обоснование оптимизации теплового режима здания: (учеб. пособие /Королёва Т.И. – М.: АСВ, 2001. – 144с. :ил.- Библиогр. в конце кн.- ISBN 5-93093-090-2.

### Дополнительная

3. Богословский В.Н., Кокорин О. Я.,Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. Учебник для вузов, М.,Стройиздат,1985,-367 с.
4. Королева Т.И.,Экономическое обоснование оптимизации теплового режима здания.Учебное пособие для вузов, изд-во ассоциации строительных вузов. М., 2001,-144с.
5. Алексеев В.П., Вайнштейн Г.Е., Герасимов П.В. Расчет и моделирование аппаратов криогенных установок. Л.,Энергоатомиздат,1987,-280 с.
6. Внутренние санитарно- технические устройства.Часть 3.Вентиляция и кондиционирование воздуха.Книга 2., М., Стройиздат, 1992,-416 с.
7. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Пер. с англ./Справочник.М.: Атомиздат 1979,-216 с.