

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

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

Институт горного дела и строительства  
Кафедра «Санитарно-технических системы»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ  
по дисциплине  
ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ ПРОМПРЕДПРИЯТИЙ**

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

по направлению подготовки  
***08.03.01 – "Строительство"***

с профилем  
***" Теплогазоснабжение и вентиляция "***

Форма(ы) обучения: *очная, заочная, заочная сокращенная*

Идентификационный номер образовательной программы: 080301-06-18

Тула 2019 год

Методические указания составлены доцентом С.А. Солодковым и обсуждены на заседании кафедры "Санитарно-технические системы"

Протокол № \_\_\_\_\_ от "\_\_\_\_" \_\_\_\_\_ 2020г.

Зав. кафедрой \_\_\_\_\_ Р.А. Ковалев

## Расчет водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе»

1. Определяется температура кипения хладагента  $t_0$ , обеспечивающую расчетную температуру охлажденной воды:

$$t_0 = t_{X1} - 3, ^\circ\text{C},$$

где  $3^\circ\text{C}$  – принимаемый температурный напор на выходе из испарителя.

2. Определяется температура конденсации хладагента в зависимости от температуры охлаждающей оборотной воды:

$$t_K = t_{W1} + 8, ^\circ\text{C},$$

где  $8^\circ\text{C}$  – принимаемый температурный напор между температурой конденсации и начальной температурой охлаждающей воды.

3. По  $h - \lg P$  диаграмме для избранного рабочего тела и найденным температурным границам холодильного цикла  $t_0$  и  $t_K$  определяются его узловые точки (рис.1).

Принимаем: переохлаждение  $3 - 3' = 10 ^\circ\text{C}$ ;

$$a - 1 = 20 ^\circ\text{C}.$$

Параметры узловых точек заносим в табл.1

4. Определяем удельную массовую и объемную холодопроизводительность рабочего тела:

$$q_0 = h_a - h_4, \text{кДж} / \text{кг}; q_V = \frac{q_0}{v_1}, \text{кДж} / \text{м}^3,$$

где  $v_1$  – объемная масса хладагента при всасывании в компрессор (в точке I).

5. Находим действительный расход рабочего тела:

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0}, \text{кг} / \text{с}$$

6. Находим действительный объем, описываемый поршнями компрессора:

$$V_0 = G_0 \cdot v_1, \text{м}^3 / \text{с}.$$

7. Определяем степень повышения давления:

$$\pi = \frac{P_K}{P_0} = \frac{P_2}{P_1},$$

где  $P_K, P_0$  - давление конденсации и кипения хладагента.

8. Коэффициент подачи  $\lambda$  для ф-12 рассчитываем по эмпирической формуле

$$\lambda = 0,906 - 0,043\pi.$$

9. Определяем теоретический объем, описываемый поршнями:

$$V_T = \frac{V_0}{\lambda}, \text{м}^3 / \text{с}.$$

10. По диаграмме  $h - \lg P$  для данного хладагента определяем объемную холодопроизводительность и коэффициент подачи для стандартного режима работы холодильной машины;

$$t_{0\text{ ст}} = -15^{\circ}\text{C}, t_{\text{к ст}} = 30^{\circ}\text{C}.$$

11. Пересчитываем заданную холодопроизводительность на стандартные условия:

$$Q_{0\text{ см}} = \frac{Q_0}{q_v \cdot \lambda} (q_v \cdot \lambda)_{\text{см}}, \text{ кВт}.$$

12. По табл.1 выбираем холодильную машину, обеспечивавшую требуемую холодопроизводительность.

Таблица 1

Марка машины	Холодо-производительность, кВт	Мощность э.д.в., кВт	Расход охлаждающей воды, м <sup>3</sup> / ч	Рабочее тело
1	2	3	4	5
МКТ 125-2-0 МКТ 125-2-1	245	75	50	ф-22
21МКТ 280-2-0 21 МКТ 280-2-1	390	132	90	ф-22
1	2	3	4	5
2 МКТ 350-2-1	630	200	130	ф-22
МКТ-40-2-0 МКТ-40-2-1	69,5	25	15	ф-22
2 АК80-2-0 2 АК80-2- 1	180	50	30	ф-22
2 МКТ80-2-0 2 МКТ80-2-1	150	50	30	ф-22
2 АК40-2-0 2 АК40-2-1	90	25	15	ф-22
10 ТХМВ-4000-2	4750	1250	50	ф-22

13. Определяем удельную адиабатную работу компрессора

$$\ell_{ад} = h_2 - h_1, \text{ кДж / кг};$$

адиабатную мощность

$$N_{ад} = G_{ад} \cdot \ell_{ад}.$$

14. Вычисляем максимальную индикаторную мощность компрессора:

$$N_{i\text{ max}} = k V_T P_{0\text{ max}},$$

где  $k$  – показатель адиабаты рабочего тела, для ф-12  $k = 1,14$ ; для Ф-22  $k = 1,16$

$P_{0\max}$  – максимальное давление кипения.

Принимаем  $t_{0\max} = +10^\circ\text{C}$ , и по  $h - \lg P$  диаграмме определяем соответствующее давление.

15. Зная индикаторный К.П.Д. для обычных величин  $\pi$   $\eta_i = 0,73$ ;

$$N_i = \frac{N_{ad}}{\eta_i}.$$

16. Определяем мощность трения:

$$N_{mp} = P_{i\,mp} \cdot V_T,$$

где  $P_{i\,mp} = 40 \cdot 10^3$  Па – давление трения.

17. Находим эффективную мощность

$$N_\ell = N_i + N_{mp}, \text{ кВт};$$

максимальную эффективную мощность

$$N_{\ell\max} = N_{i\max} + N_{mp}.$$

18. Определяем механический К.П.Д. компрессора:

$$\eta_{\max} = \frac{N_i}{N_\ell}.$$

19. Находим эффективный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_\ell = \frac{Q_\ell}{N_\ell}.$$

20. Определяем тепловую нагрузку конденсатора:

$$Q_K = G_\partial (h_2 - h_{3'}), \text{ кВт}.$$

21. Принимаем удельную тепловую нагрузку в испарителе  $q_u = 2500 \text{ Вт} / \text{м}^2$ , в конденсаторе  $q_k = 3500 \text{ Вт} / \text{м}^2$ , тогда поверхности этих теплообменных аппаратов:

$$F_u = \frac{Q_0}{2,500}, \text{ м}^2; \quad F_k = \frac{Q_k}{3,500}, \text{ м}^2.$$

22. Вычисляем расход охлаждающей оборотной воды на конденсатор холодильной машины

$$G_W = \frac{Q_k \cdot 3,6}{c_W \cdot \delta \cdot t_W}, \text{ м}^3 / \text{ч},$$

где  $c_W$  - удельная теплоемкость воды, кДж / (кг К),

$\delta \cdot t_W$  - подогрев воды в конденсаторе,  $^\circ\text{C}$ .

### Расчет кожухотрубчатого теплообменника

Исходными данными для расчета являются:

- тепловая нагрузка  $Q_k$ ;
- расход охлаждаемой воды  $G_w$ ;

- расчетные температуры наружного воздуха по сухому и мокрому термометру для района проектирования  $t_1, \tau_1$ ;
- начальная и конечная температура воды  $t_{w1}, t_{w2}$ ,

1. Плотность орошения градирни находим по эмпирической формуле

$$q_W = \frac{0,2778K(v\rho)^{0,625}(t_1 - \tau_1)^{1,95}}{\Delta t^{1,5}}, \text{ кг / (м}^2 \cdot \text{с)},$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий от перепада температуры воды  $\Delta t_w$ ;

$v\rho$  – массовая скорость воздуха в оросителе градирни;

$t_1, \tau_1$  – расчетная температура наружного воздуха по сухому и мокрому термометрам.

2. Глубина охлаждения воды  $\Delta t = t_{w1} - t_{w2}$ ,

3. Скорость движения воздуха в оросителе градирни принимается в пределах  $v=2-4$  м/с

4. Выбирается тип оросителя градирни по справочным данным [14].

5. Находится требуемая площадь оросителя градирни по формуле

$$f_{op} = \frac{G_W}{q_W}.$$

6. Расход воздуха через градирню

$$G_g = f_{op} v \rho$$

7. Требуемое изменение энтальпии наружного воздуха в градирне

$$\Delta h_n = h_{n2} - h_{n1} = Q_k / G_g$$

8. Требуемый коэффициент эффективности градирни

$$E_{gp} = \Delta h_n / (h_{w1} - h_{n1})$$

где  $h_{w1}$  – энтальпия насыщенного воздуха при начальной температуре охлаждаемой воды  $t_{w1}$ .

9. Определяется соотношение расходов теплоносителей в градирне

$$\lambda = G_g / G_w$$

10. Решением уравнения связи коэффициента эффективности с числом единиц теплопереноса энтальпии к воздуху  $N_{h6}$  в оросителе градирни находится требуемое число единиц

$$E_h \frac{h_2 - h_1}{h_{w1} - h_1} = \frac{1 - \exp N_i \left( \frac{\epsilon_i \lambda}{c_w} - 1 \right)}{1 - \frac{\epsilon_i \lambda}{c_w} \exp N_i \left( \frac{\epsilon_i \lambda}{c_w} - 1 \right)}$$

11. Из уравнения связи числа единиц переноса энтальпии от воды к воздуху с высотой оросителя находится его требуемая высота  $h_{op}$ :

$$N_{ie} = \frac{\beta_{xv} V_{op}}{G_g} = \frac{q_w A \lambda^m V_{op}}{q_g F_{op}} = \lambda^{m-1} A h_{op},$$

где  $h_1, h_2$  – энтальпии воздуха на входе и выходе из градирни,

кДж/кг;  $h_w$  – энтальпия насыщенного воздуха при начальной температуре охлаждаемой воды, кДж/кг;  $c_w$  – удельная теплоемкость воды, кДж/кгК;  $\phi_h$  – характеристика рабочего участка линии равновесия ( $\phi=100\%$ ), величины коэффициентов  $A$  и  $m$  находят по справочным данным [14].

$$\phi_h = \frac{i_w'' - i_w'}{t_{w1} - t_{w2}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

## Расчет пластинчатого теплообменника

АВО состоят из теплообменных секций, которые конструктивно состоят из биметаллических труб с накатным оребрением. В каждом ряду труб, поперечных потоку воздуха, осуществляется перекрестная схема движения воздуха и жидкости.

Общая характеристика АВО включает:

$n_{ТР}$  – общее число труб в АВО;

$X$  – число ходов жидкости (воды) в секции;

$n_{ТР} / X$  – число труб в одном ходу секции;

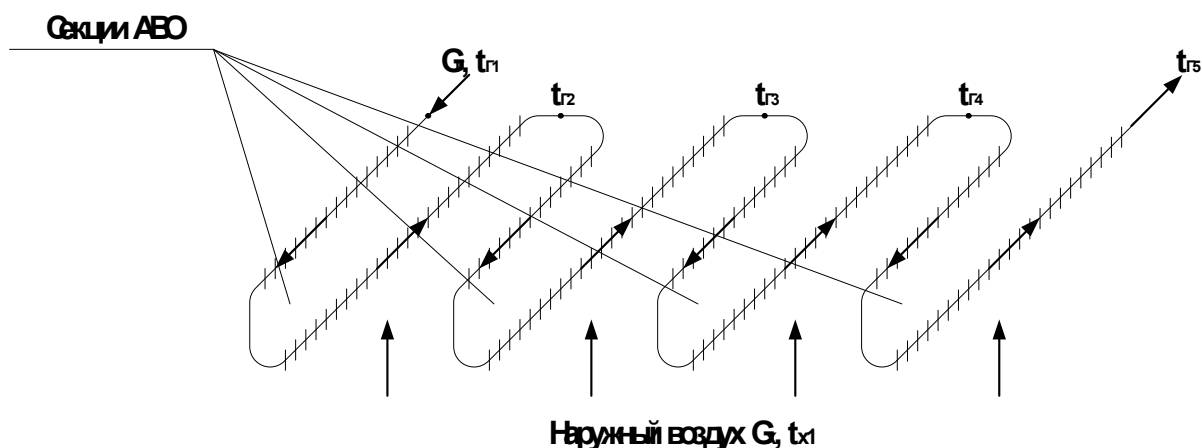
$n_P$  – число рядов труб в секции, поперечных потоку воздуха;

$n_P / X$  – число поперечных рядов труб в одном ходу секции;

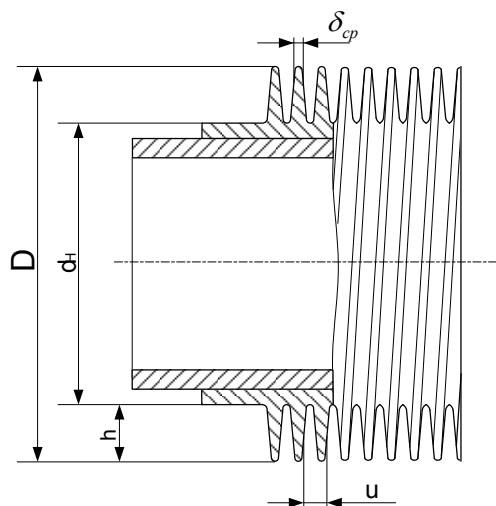
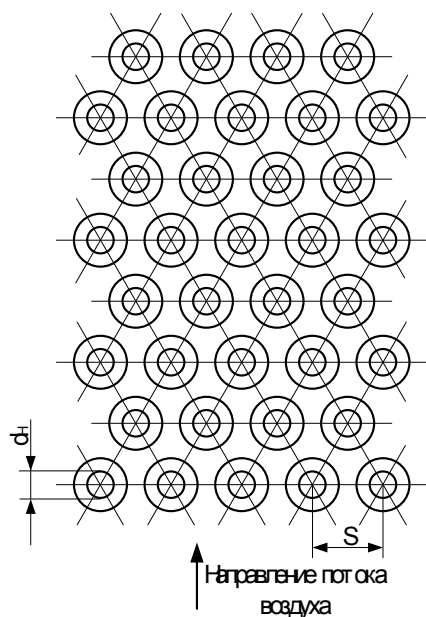
$n_{ТР} / n_P$  – число труб в одном поперечном ряду;

$f_{ГХ}$  – площадь живого сечения труб одного хода для прохода жидкости,

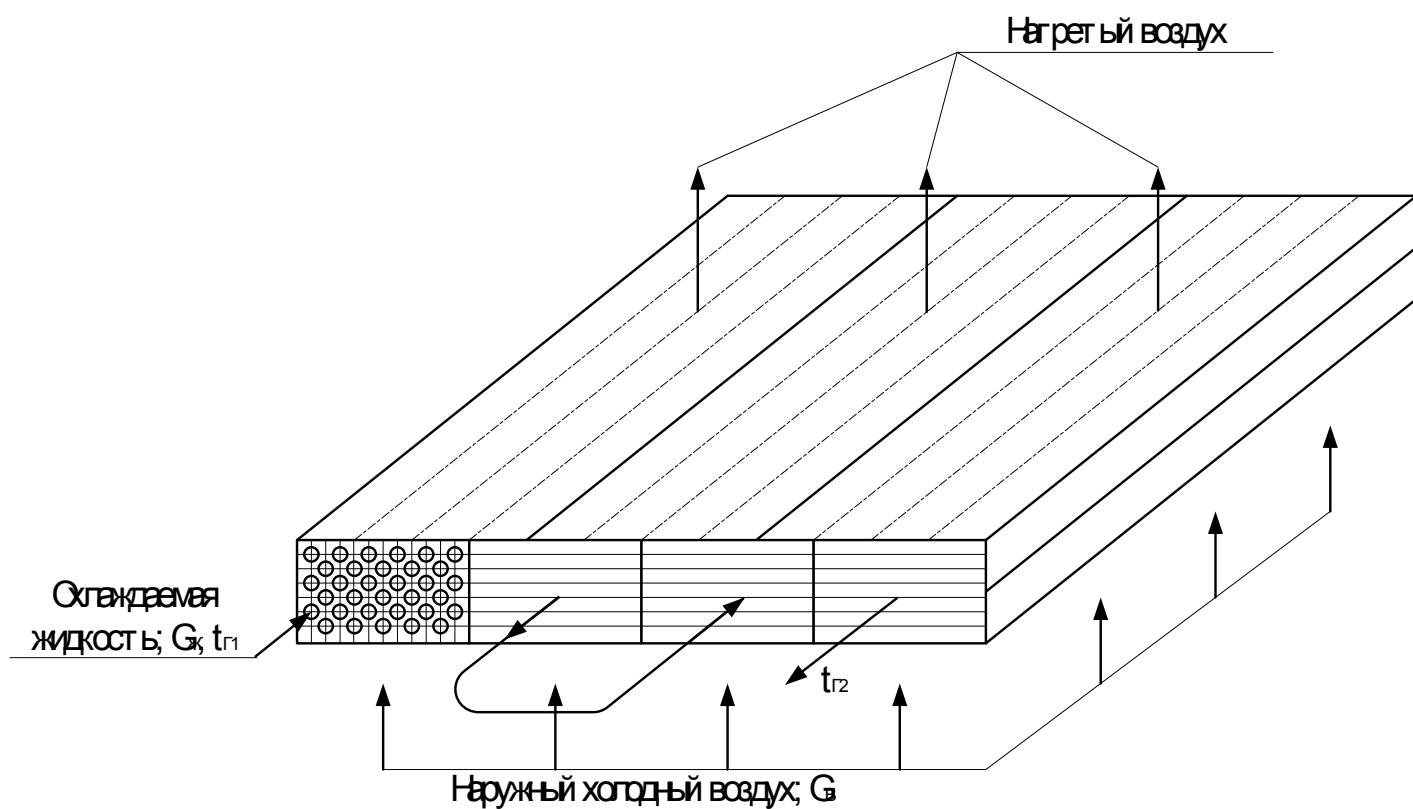
$n_c$  – число теплообменных секций в АВО



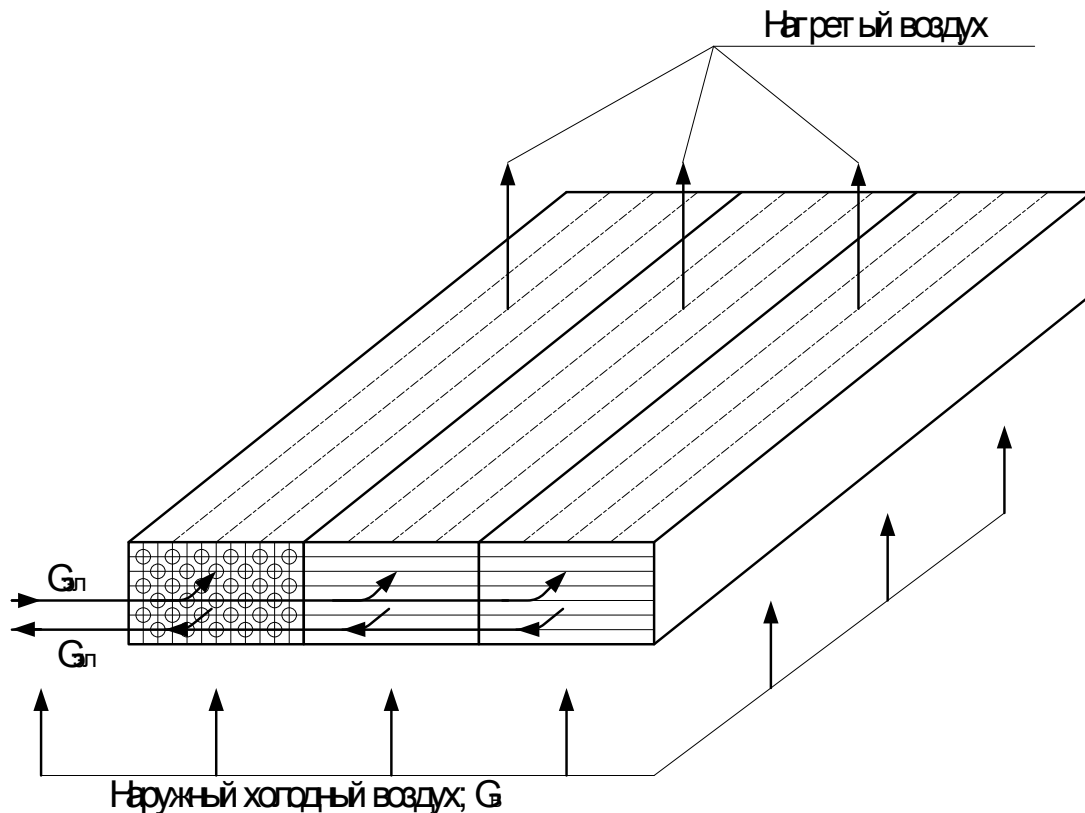
# Трубы биметаллические



$D = 56 \text{ мм}$   
 $d_t = 28 \text{ мм}$   
 $a = 3 \text{ мм}$   
 $\delta_{cp} = 0,85 \text{ мм}$   
 $S = 58 \text{ мм}$   
 $H = 14 \text{ мм}$







Коэффициент эффективности охлаждения воды в одном поперечном горизонтально охлаждаемом ряду труб:

$$E_{Г1P} = \frac{1}{W_{Г1P}} \left[ 1 - e^{-W_{Г1P}(1 - e^{-N_{Г1}})} \right].$$

Соответственно коэффициент эффективности нагрева воздуха в одном ряду:

$$E_{X1P} = W_{Г1P} \cdot E_{Г1P},$$

где

$$W_{Г1P} = \frac{G_{Г} \cdot c_{Г} \cdot X \cdot n_c}{G_{X} \cdot c_{X} \cdot n_p} = W_{ГO} \cdot \frac{X \cdot n_c}{n_p} \quad - \text{соотношение теплоемкостей потоков для}$$

одного поперечного ряда труб.

$$W_{ГO} = \frac{G_{Г} \cdot c_{Г}}{G_{X} \cdot c_{X}} \quad - \text{соотношение теплоемкостей потоков для всего АВО в це-}$$

лом.

$$N_{Г1} = \frac{K \cdot F_c \cdot n_{PC}}{G_{Г} \cdot c_{Г} \cdot X \cdot n_{PC}} = \frac{K \cdot F_c}{G_{Г} \cdot c_{Г} \cdot X} \quad - \text{число единиц теплопереноса для одного}$$

поперечного ряда труб.

Горячий теплоноситель поступает с одинаковой температурой во все  $\frac{n_p}{X}$  рядов труб одного хода параллельно, тогда как воздух (холодный теплоноситель) омывает последовательно эти ряды.

Коэффициент эффективности нагрева воздуха в одном ходу:

$$E_{X1X} = 1 - (1 - E_{X1P})^{\frac{n_p}{X}}.$$

Соответственно коэффициент охлаждения воды в одном ходу:

$$W_{Г1X} \cdot E_{Г1X} = E_{X1X}.$$

В каждой из секций реализуется перекрестно-противоточная схема движения теплоносителей (см. рис. ?), коэффициент эффективности охлаждения горячего теплоносителя в одной секции может быть выражен из следующей формулы:

$$\frac{1 - E_{ГC} \cdot W_{ГC}}{1 - E_{ГC}} = \left( \frac{1 - E_{Г1X} \cdot W_{Г1X}}{1 - E_{Г1X}} \right)^X.$$

Если охлаждающий воздух входит во все секции параллельно с одинаковой температурой, а горячий теплоноситель для обеспечения большей глубины охлаждения проходит последовательно через все секции при одинаковых условиях теплопередачи в них, то общий коэффициент эффективности охлаждения в АВО составит:

$$E_{ГABO} = 1 - (1 - E_{ГC})^{n_c}.$$

## Расчет спирального теплообменника

1. Определим температуру кипения агента при рассольной системе охлаждения объекта

$$\begin{aligned} t_0 &= t_B - (10 \div 12) \\ t_0 &= -8 - 12 = -20 \quad ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (1)$$

2. Определим температуру рассола на выходе из испарителя

$$\begin{aligned} t_{s1} &= t_0 + (3 \div 5) \\ t_{s1} &= -20 + 5 = -15 \quad ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (2)$$

3. Определим температуру рассола на входе в испаритель

$$\begin{aligned} t_{s2} &= t_{s1} + (2 \div 3) \\ t_{s2} &= -15 + 2 = -13 \quad ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (3)$$

4. Температуру замерзания рассола примем

$$\begin{aligned} t_3 &= t_0 - (8 \div 10) \\ t_3 &= -20 - 10 = -30 \quad ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (4)$$

Выбираем рассол – NH<sub>3</sub>

5. Температура воды оборотной системы водоснабжения выходящая из градирни и входящей в конденсатор

$$\begin{aligned} t_{ВД1} &= t_{РАС}^B + (1 \div 2) \\ t_{РАС}^B &= 29 - \text{расчетная летняя температура наружного воздуха, } ^\circ\text{C} \\ t_{ВД1} &= 30 + 2 = 32 \quad ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5)$$

6. Температуру воды на выходе из конденсатора

Рекомендуемый подогрев воды в конденсаторе составляет  $2 \div 3$  °С, следовательно

$$t_{ВД2} = t_{ВД1} + (3 \div 5) \quad (6)$$

$$t_{ВД2} = 32 + 3 = 35 \quad ^\circ\text{C}$$

7. Температура конденсации хладагента

$$t_K = t_{ВД2} + (3 \div 5) \quad (7)$$

$$t_K = 35 + 3 = 38 \quad ^\circ\text{C}$$

8. Температуры хладагента в переохладителе

За конденсатором установлен регенеративный теплообменник, в котором поток аммиака выходящий из конденсатора переохлаждается аммиаком поступающим из испарителя, причем этот поток, поступающий на компрессора, перегревается.

$$t_{ПО} = t_K - (10 \div 12) \quad (8)$$

$$t_{ПИ} = t_0 + (12 \div 14) \quad (9)$$

$$t_{ПО} = 38 - 10 = 28 \quad ^\circ\text{C}$$

$$t_{ПИ} = -20 + 10 = -10 \quad ^\circ\text{C}$$

Таблица 1. Параметры холодильного агента при заданных условиях

№ точки	t, °C	P, кПа	I, кДж/кг	v, м³/кг	S, КДж/кг
1 <sub>1</sub>	-20	0,19	1658,5	0,6	9,07
1	-10	0,19	1675	0,615	9,14
2 <sub>т</sub>	155	1.45	2075	0,14	9,3
2	135	1.45	1975	0,125	9,14
3	38	1.45	600	0,009	4,8
4	28	1.45	469	0,009	4,4
5	-20	0.19	469	0,07	4,4

Значения параметров точки 2 определяется по расчетному значению энтальпии

$$I_2 = I_1 + \frac{I_{2Т} - I_1}{\eta_{KM}} \quad (10)$$

$\eta_{KM} = 0.75$  - КПД компрессорной машины

$$I_{KM}^Д = \frac{I_{2Т} - I_1}{\eta_{KM}} \quad \text{- действительная работа сжатия, кДж/кг} \quad (11)$$

$$I_2 = 1675 + \frac{1975 - 1675}{0.75} = 2075 \quad \text{кДж/кг}$$

### **Основная литература**

1. Росляков, Е.М. Холодоснабжение : учеб.пособие для вузов / Е.М.Росляков .— М. : АСВ, 2004 .— 152с. — Библиогр.в конце кн. — ISBN 5-93093-309-X : 113.00

2. Аверкин, А.Г. Примеры и задачи по курсу "Кондиционирование воздуха и холодоснабжение" : Учеб.пособие для вузов / А.Г.Аверкин .— 2-е изд.,испр.и доп. — М.;Пенза : АСВ, 2003 .— 126с. : ил. — Библиогр.в конце кн. — ISBN 5-93093-199-2 : 90.00.

### **Дополнительная литература**

1. Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение : учеб. пособие для вузов / В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров ; под ред. В. Н. Богословского .— М. : Стройиздат, 1985 .— 367 с. — ISBN /В пер./ : 1.20.