

Практическое занятие 9.

Расчет вентиляторной градирни.

Параметры наружного воздуха для расчета вентиляторных градирен, расположенных в тени, принимают на $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше температуры мокрого термометра по параметрам «Б» и на $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше для вентиляторных градирен, облучаемых солнцем.

Принято определять температуру конденсации при водяном охлаждении конденсаторов по выражению $t_k = t_{w2} + (4...6)^{\circ}\text{C}$. Для испарительных конденсаторов температуру конденсации принимают как $t_k = t_{mm} + (10...20)^{\circ}\text{C}$.

Исходные данные: расход воды $G_w = 450\text{ м}^3/\text{ч}$; тепловая нагрузка $Q_k = 41\text{ кВт}$; климатическая зона г. Воронеж.

Тепловой расчет. Задачей теплового расчета градирни является выбор типоразмера градирни и числа секций, и далее в ходе поверочного расчета необходимо определить объем оросителя $V_{ор}$ и его высоту $h_{ор}$ и показать, что выбранная градирня соответствует заданным техническим условиям на ее проектирование.

Чтобы исключить возможность рециркуляции теплого воздуха целесообразно остановиться на конструкции градирни с вентилятором, создающим разрежение. Так как гидравлическая нагрузка сравнительно велика, подбираем многосекционную градирню.

Определяем суммарную площадь оросителя в плане A_{op} , м^2 , исходя из рекомендуемых значений удельной тепловой нагрузки для вентиляторных градирен ($q_A = 25 - 45\text{ кВт}/\text{м}^2$)

$$A_{op} = \frac{Q_k}{q_A},$$

где Q_k -тепловая нагрузка на конденсатор, кВт;

q_A - удельная тепловая нагрузка на 1 м^2 поперечного сечения насадки, кВт/ м^2 .

При выборе градирни принимают $q_A=35\text{ кВт}/\text{м}^2$.

Требуемая площадь поперечного сечения, м^2

$$A_{zp} = \frac{Q_k}{q_A} = \frac{41}{35} = 1,17 \text{ м}^2.$$

По табл. 1 выбираем градирню ГПВ-40, т.е. площадь оросителя секции в плане $A_{гр} = 0,96 \text{ м}^2$. Расход воды 2,2 л/с, расход воздуха 2,5 м³/с.

В результате поверочного расчета необходимо определить, обеспечивает ли выбранная градирня при расходе воды V_w тепловую нагрузку Q_k для климатических условий г. Воронежа.

Определяем расчетные параметры наружного воздуха.

Для г. Воронежа выбираем расчетные параметры наружного воздуха-параметры Б:

энтальпия 58 кДж/кг, влагосодержание 11,4 г/кг, температура сухого термометра $t_n = 28,8 \text{ °C}$, температура мокрого термометра

$$t_{mm} = 4,47\sqrt{i_n} - 13,8 = 4,47\sqrt{58} - 13,8 = 20,24 \text{ °C}.$$

Принимаем для вентиляторных градирен, расположенных в тени расчетную температуру мокрого термометра на 1,5 °C выше температуры мокрого термометра по параметрам «Б»

$$t_{p.mm} = 20,24 + 1,5 \approx 21,74 \text{ °C}.$$

Принимаем недоохлаждение воды на выходе из градирни до температуры воздуха по мокрому термометру $\Delta t = 5 \text{ °C}$ (рекомендованное недоохлаждение воды до температуры мокрого термометра 4-6 °C). Тогда

$$t_{w1} = 21,74 + 5 = 26,74 \text{ °C}.$$

Понижение температуры воды в градирне выбранного типа может быть найдено из уравнения

$$\Delta t = t_{w2} - t_{w1} = \frac{Q_k}{c_w \rho_w G_w} = \frac{41}{4,187 \cdot 2,2} = 4,45 \text{ °C}.$$

Видно, что степень охлаждения воды зависит от тепловой нагрузки и расхода воды на градирню.

$c_w = 4,18 \text{ кДж/(кг·K)}$ – удельная теплоемкость воды.

Температура воды на входе в градирню обычно определяется из условий работы технологического оборудования, в котором применяется водяное охлаждение. Поэтому, если температура воды не задана в исходных данных, в данном расчете возможно говорить лишь об определении максимально допустимой температуры воды на входе в градирню, при которой возможно ее достаточное охлаждение при заданной тепловой нагрузке на градирню и климатических условиях места эксплуатации.

Максимально допустимая температура воды на входе в градирню

$$t_{w2} = t_{w1} + \Delta t = 26,74 + 4,45 = 31,2^\circ \text{C}$$

Коэффициент орошения - отношение массового расхода воздуха к расходу воды

$$\mu = \rho_v G_v / \rho_w G_w = 1,2 \cdot 2,5 / 1 \cdot 2,2 = 1,36.$$

Расчетное значение плотности орошения

$$g_w = \frac{G_w}{A_{zp}} = \frac{2,2}{0,96} = 2,29 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Величина объемного коэффициента массообмена

$$\beta = A \mu^m g_w = 0,59(1,36)^{0,68} \cdot 2,29 = 1,66 \text{ кг} / (\text{м}^3 \cdot \text{с}).$$

Определяем значение поправочного коэффициента k , учитывающего уменьшение расхода воды в результате испарения, как

$$k = 1 - c_w t_{w1} / r = 1 - 4,187 \cdot 27 / 2437 = 0,987 ,$$

где r – теплота парообразования, $r = 2437$ кДж/кг при температуре $t_{w2} = 27^\circ \text{C}$.

Значения энтальпии воздуха определяем по $I-d$ диаграмме или по программе EXEL id_diag.

Насыщенный воздух вблизи пленки воды в верхней части оросителя имеет температуру $t_{w2} = 31,2^\circ \text{C}$ и относительную влажность $\phi = 100\%$. Энтальпия насыщенного воздуха при этой температуре $i_{e2} = 107,4$ кДж/кг.

Энтальпия насыщенного воздуха вблизи пленки воды, выходящей снизу из оросителя при $t_{w1} = 26,74^\circ \text{C}$ и $\phi = 100\%$ равна $i_{e1} = 84,8$ кДж/кг.

Энтальпия наружного воздуха при принятых расчётных параметрах

$I_H = 58 \text{ кДж / кг}$, влагосодержание $d_H = 11,4 \text{ г/кг}$.

Энтальпию влажного воздуха i_2 , выходящего из верхней части оросителя, можно определить из уравнения баланса теплоты

$$i_2 = i_H + \frac{Q_K(1+d_H)}{k\rho_g G_g} = 58 + \frac{41(1+11,4 \cdot 10^{-3})}{0,987 \cdot 1,2 \cdot 2,5} = 72 \text{ кДж / кг}.$$

На выходе из оросителя градирни воздух насыщенный, т.е. $\phi_2 = 100 \%$, температура воздуха $t_2 = 23,8^\circ\text{C}$, влагосодержание $d_2 = 18,8 \text{ г/кг}$.

Отношение разностей энтальпий Δi_6 к Δi_M

$\Delta i_6 / \Delta i_M = (107,4 - 72) / (84,8 - 58) = 1,32 \leq 1,8$, следовательно, средняя разность энтальпий может быть найдена как среднее арифметическое Δi_6 и Δi_M

$$\Delta i_{cp} = 0,5(\Delta t_o + \Delta t_m) = 0,5(35,4 + 26,8) = 31,1 \text{ кДж / кг}.$$

Объем рабочего пространства оросителя

$$V = \frac{Q_K}{\beta k \Delta i_{cp}} = \frac{41}{1,66 \cdot 0,987 \cdot 31,1} = 0,8 \text{ м}^3.$$

Расчетная высота оросителя h_{op} , необходимая для обеспечения заданного теплосъёма и охлаждения воды

$$h_{op} = \frac{V}{A_{cp}} = \frac{0,8}{0,96} = 0,84 \text{ м}.$$

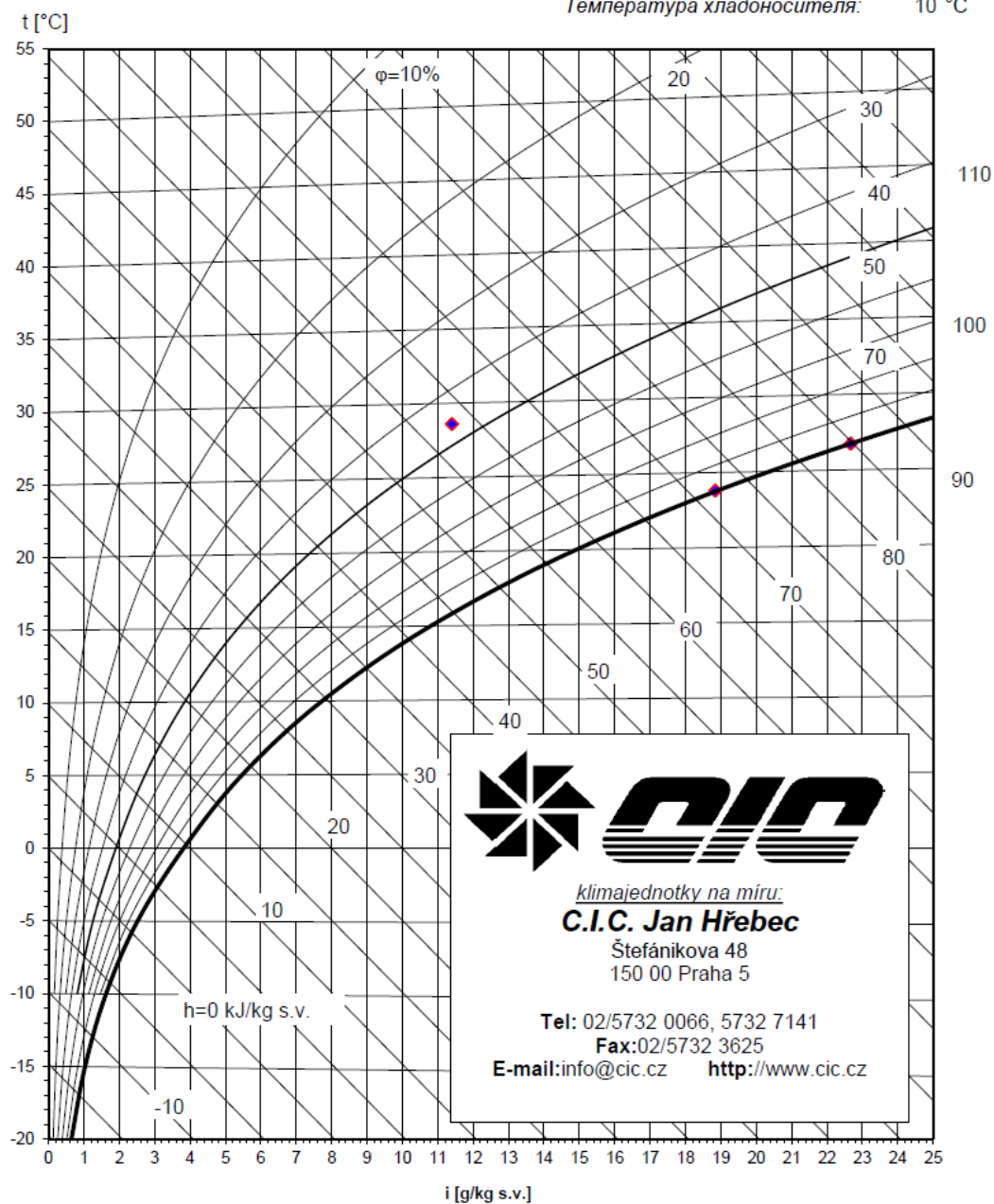
Принято определять температуру конденсации при водяном охлаждении конденсаторов по выражению $t_k = t_{w2} + (4 \dots 6)^\circ\text{C}$. Для испарительных конденсаторов температуру конденсации принимают как $t_k = t_{mm} + (10 \dots 20)^\circ\text{C}$.

Психрометрическая диаграмма Мольте

Атмосферное давление: 99,9 kPa

Макс. Допустимая влажность: 100 %

Температура хладоносителя: 10 °C



			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура	t	$^{\circ}\text{C}$	31,2	26,7	28,6	23,8						
Влажность	ϕ	%	100%	100%	46%	100%						
Влажностное содержание	x	g/kg s.v.	29,7	22,7	11,4	18,8						
Энтальпия	h	kJ/kg s.v.	107,4	84,8	58,0	72,0						
Плотность	ρ	kg/m^3	1,12	1,14	1,15	1,16						
Темп. влажн. терм	t_v	$^{\circ}\text{C}$	31,2	26,7	20,0	23,7						
Расход	V_s	m^3/h	0	0	0	0						
Расход*	V_n	m^3/h	0	0	0	0						
Мощность	P	kW										
Влажностный приток	q_w	kg/h										

Рис. 1. К определению энтальпии влажного воздуха

Таблица 1

Технические характеристики вентиляторных градирен

Показатель	Вентиляторные градирни				
	ГПВ-20М	ГПМ-40М	ГПВ-80	ГПВ-160	ГПВ-320
1. Площадь поперечного сечения, м ²	0,44	0,96	1,88	3,92	6,50
2. Тепловая производительность (при $t_{\text{нм}} = 18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_w = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$), кВт	23	46	93	186	371
3. Объемный расход циркуляцией воды, л/с	1,1	2,2	4,4	8,9	17,8
4. Параметры форсунки водораспределения: — диаметр отверстия, мм — количество, шт.	8 1	5 4	8 4	8 9	8 24
5. Вместимость резервуара, м ³	0,18	0,30	0,57	1,1	1,5
6. Расход свежей воды, л/с	0,011	0,022	0,044	0,089	0,178
7. Расход воздуха, м ³ /с	1,14	2,50	4,52	10,20	16,90
8. Габаритные размеры, мм — основание — высота	970×850 1600	1300×1180 1780	1710×1580 2200	2210×2250 2520	3640×2210 2485
9. Масса, кг	232	298	635	1170	2006