

**Таблица 2. Наличие бытовых приборов у сельского и городского населения**

Название населенно-го пункта	Количество домов, имеющих бытовые приборы, шт.	Количество домов, имеющих бытовые приборы, %							
		Телевизоры	Аудио- и видео-техника	Холодильники	Стиральные машины	Осветительные приборы	Электроплиты	Утюги	Электрочайники
Метличицы	42	42	37	42	1	630	0	42	6
Козловичи	430	430	230	430	208	4300	115	430	147
Слуцк	880	880	730	880	620	9680	310	880	425
Буда	7	7	0	7	0	98	0	7	0

Результаты исследований показали, что в коммунально-бытовом секторе сельскохозяйственных потребителей однофазные электроприемники в среднем составляют 98,3 % от суммарной установленной мощности всех электроприемников. Следовательно, есть предпосылки для возникновения несимметрии напряжений в питающих эти потребители электросетях. Мероприятия по повышению качества напряжения в сетях обследованных потребителей в настоящее время не проводятся. Поэтому для решения вопросов о необходимости их проведения требуется выполнить экспериментальные исследования уровня несимметрии напряжения в сетях 400/230 В коммунально-бытовых сельскохозяйственных потребителей.

вания.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нормы качества электроэнергии в системах электроснабжения общего назначения: ГОСТ 13109-97. – Минск.: изд-во стандартов, 1998. – 31 с.
2. Янукович, Г.И. Пути улучшения показателей несимметрии и несинусоидальности напряжения в сельскохозяйственных установках: монография / Г.И. Янукович. – Минск: БГАТУ, 2013.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 05.02.2016

УДК 536.27

## К РАСЧЕТУ ВЛАГОВЫПАДЕНИЯ В КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРАХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

**А.Г. Цубанов,**

*доцент каф. энергетики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент*

**А.Л. Синяков,**

*профессор каф. технической эксплуатации авиационного оборудования Белорусской государственной академии авиации, канд. техн. наук, доцент*

**И.А. Цубанов,**

*ст. преподаватель каф. энергетики БГАТУ*

*Предложена методика расчета коэффициента влаговываждения в кожухотрубчатых теплоутилизаторах в зависимости от параметров теплового и влажностного режима работы.*

*Ключевые слова: коэффициент влаговываждения, кожухотрубчатый теплоутилизатор, тепловой расчет.*

*The methods of calculating the coefficient humid evaporation in shell and tube heat exchanger, depending on the parameters of the heat and humidity mode have been proposed.*

*Keywords: humid evaporation factor shell tube heat exchanger, the thermal design.*

### Введение

Кожухотрубчатые теплоутилизаторы (КТУ) систем вентиляции работают в условиях влажного режима, при котором наблюдается выпадение влаги в виде капель на поверхности теплообмена со стороны

влажного удаляемого воздуха. Влажный режим характеризуется тем, что температура поверхности ниже температуры точки росы.

Влияние массообмена при конденсации водяных паров на теплообмен принято учитывать введением

коэффициента влаговываждения в уравнение конвективного теплообмена [1, 2].

Коэффициент влаговываждения во многом определяет тепловой режим КТУ. От его значения зависят коэффициент теплопередачи, отношение водяных эквивалентов, коэффициент эффективности и тепловая мощность КТУ [3].

Расчет коэффициента влаговываждения проводится по уравнению [4]:

$$\xi = \frac{h_{r1} - h_{r2}}{c_{p1}(t_{r1} - t_{r2})}, \quad (1)$$

где  $h_{r1}$  и  $h_{r2}$  – энтальпия вытяжного воздуха на входе и выходе КТУ, кДж/кг;

$c_{p1}$  – удельная теплоемкость вытяжного воздуха, кДж/(кг·°C);

$t_{r1}$  и  $t_{r2}$  – температура вытяжного воздуха на входе и выходе КТУ, °C.

Для возможности использования уравнения (1) необходимо знать параметры вытяжного воздуха на выходе КТУ. Рекомендуемый графический метод их нахождения путем построения графика процесса в диаграмме влажного воздуха [1, 2, 4] не является решением данного вопроса. Для построения графика требуется определить тепловлажностное отношение в виде отношения количества теплоты к массе конденсирующейся влаги в данном процессе, для чего необходимо рассчитать массообмен на поверхности трубок в КТУ.

Расчет массообмена затруднен непостоянством температуры поверхности и проблемой нахождения площади поверхности, на которой выпадает влага.

В связи с этим расчет массообмена не проводится, а коэффициент влаговываждения принимается из рекомендуемого интервала значений. К примеру, в работе [1] отмечается, что в процессах охлаждения и осушения воздуха коэффициент влаговываждения изменяется от 1 до 3,5.

Цель работы – предложить методику расчета коэффициента влаговываждения в кожухотрубчатых теплоутилизаторах в зависимости от параметров теплового и влажностного режима работы.

### Основная часть

Выпадение влаги на внутренней поверхности труб неразрывно связано с условиями работы КТУ (температурным и влажностным режимом, расходами воздуха и тепловой мощностью).

Поэтому напрашивается вывод, что коэффициент влаговываждения, параметры удаляемого воздуха на выходе КТУ и коэффициент эффективности должны соответствовать друг другу. Это соответствие может быть установлено исходя из уравнений теплового баланса, теплопередачи и эффективности КТУ, не прибегая к анализу массообмена на поверхности. При этом решение системы этих уравнений позволит найти искомое значение коэффициента влаговываждения.

В систему уравнений будут входить следующие уравнения:

– числа единиц переноса [3]:

$$N = 9,2 \frac{\mu_{ct} \xi^{0,64} w_2^{0,216} H}{c_{p2} \rho_1 w_1^{0,488} d_1^{1,272}}, \quad (2)$$

где  $\mu_{ct}$  – коэффициент загрязнения;

$w_2$  – скорость приточного, наружного воздуха в самом узком поперечном сечении пучка, м/с;

$H$  – рабочая высота (длина) труб, м;

$c_{p2}$  – удельная изобарная теплоемкость приточного воздуха, Дж/(кг·°C);  $\rho_1$  – плотность вытяжного воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$w_1$  – скорость вытяжного воздуха внутри труб, м/с;

$d_1$  – внутренний диаметр труб, м;

– отношения водяных эквивалентов приточного и вытяжного воздуха:

$$w = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}, \quad (3)$$

где  $W_{\min}$  и  $W_{\max}$  – водяной эквивалент, наименьший и наибольший из двух водяных эквивалентов приточного и вытяжного воздуха, Вт/°C;

– коэффициента эффективности [5]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\Gamma W_{\max} / W_{\min}), \quad (4)$$

где  $\Gamma$  – характерный параметр:

$$\Gamma = 1 - \exp(-N W_{\min} / W_{\max}); \quad (5)$$

– тепловой мощности КТУ, кВт:

$$\Phi = \varepsilon W_{\min} (t_{r1} - t_{x1}) 10^{-3}, \quad (6)$$

где  $t_{x1}$  – температура приточного воздуха на входе КТУ, °C;

– энтальпии вытяжного воздуха на выходе КТУ:

$$h_{r2} = h_{r1} - \frac{\Phi}{m_{r1}}, \quad (7)$$

где  $m_{r1}$  – массовый расход вытяжного воздуха, кг/с;

– температуры вытяжного воздуха на выходе КТУ при изменении энтальпии  $h_{r2}$ :

от 9 до 30 кДж/кг

$$t_{r2} = 0,513h_{r2} - 4,85; \quad (8)$$

от –6 до 9 кДж/кг

$$t_{r2} = 0,642h_{r2} - 5,92; \quad (8a)$$

– коэффициента влаговываждения – уравнение (1).

Уравнения(8) и (8a) получены в данной работе при обобщении данных о параметрах насыщенного влажного воздуха, приведенных в источнике [1].

Исходными данными к расчету являются режимные и геометрические параметры: расходы, температуры на входе в КТУ, теплофизические параметры и скорости вытяжного и приточного воздуха; диаметр, длина и коэффициент загрязнения трубок.

При расчете водяных эквивалентов следует использовать зависимости:

– для вытяжного воздуха

$$W_r = \xi c_{p1} m_{r1}; \quad (9)$$

– для приточного воздуха

$$W_x = c_{p2} m_{r2}, \quad (10)$$

где  $m_2$  – массовый расход приточного воздуха, кг/с.  
Исходными данными к расчету являются режимные и геометрические параметры: расходы, температуры на входе в КТУ, теплофизические параметры и скорости вытяжного и приточного воздуха; диаметр, длина и коэффициент загрязнения трубок.

Полученная система уравнений может быть решена методом численного приближения. Расчет считается законченным, если расчетное значение коэффициента влаговываждения по уравнению (1) соответствует предварительно принятому значению коэффициента влаговываждения.

Результаты расчетов следует проверить по уравнению теплопередачи, используя в нем число единиц переноса:

$$\Phi = NW_{\min} \Delta t_{cp} 10^{-3}, \quad (11)$$

где  $\Delta t_{cp}$  – средний температурный напор, °С.

Здесь согласно определению числа единиц переноса выражено:

$$kA = NW_{\min},$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  
 $A$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>.

Расчет среднего температурного напора производится для перекрестноточной схемы с введением поправочного коэффициента  $\varepsilon_{\Delta t}$  [6].

При этом необходимо предварительно определить температуру приточного воздуха на выходе КТУ:

$$t_{x2} = t_{x1} + \frac{\Phi}{W_x}. \quad (12)$$

В результате должно быть проверено соответствие расчетных значений тепловой мощности КТУ по уравнениям (6) и (11).

Рассмотрим вариант 1 расчета коэффициента влаговываждения в КТУ при следующих исходных данных:

– объемный расход вытяжного воздуха  $L = 5000$  м<sup>3</sup>/ч

(определен при плотности 1,2 кг/м<sup>3</sup>);

– массовый расход вытяжного воздуха  $m_{11} = 1,67$  кг/с;

– параметры вытяжного воздуха на входе в КТУ: температура  $t_{r1} = 18$  °С относительная влажность  $\varphi = 75\%$ ; энтальпия  $h_{r1} = 43,3$  кДж/кг;

– температура приточного воздуха на входе в КТУ  $t_{x1} = -22$  °С;

– коэффициент загрязнения  $\mu_{ct} = 0,75$ ;

– скорость вытяжного воздуха внутри труб  $w_1 = 10$  м/с;

– скорость приточного воздуха в самом узком поперечном сечении трубного пучка  $w_2 = 8$  м/с;

– рабочая высота труб  $H = 1,5$  м;

– внутренний диаметр труб  $d_1 = 0,015$  м;

– удельная изобарная теплоемкость воздуха  $c_{p1}=c_{p2} = 1010$  Дж/(кг·°С);

– плотность вытяжного воздуха  $\rho_1 = 1,25$  кг/м<sup>3</sup> при его средней температуре 10 °С [6].

Результаты расчета коэффициента влаговываждения приведены в таблице 1.

С учетом условий работы КТУ при равенстве массовых расходов приточного и вытяжного воздуха было принято [3]:

$$w = \frac{1}{\xi}. \quad (13)$$

Рассматривая данные таблицы 1, можно прийти к следующим выводам:

– заданным условиям теплового и влажностного режима работы КТУ соответствует однозначно вполне определенное значение коэффициента влаговываждения, равное 1,85;

– только при этом коэффициенте влаговываждения расчет тепловой мощности КТУ не зависит от метода ее расчета: или по методу эффективности, или по методу, связанному со средним температурным напором;

**Таблица 1. Расчет коэффициента влаговываждения (вариант 1)**

Величины, единицы величин	Источник, номер формулы	Коэффициент влаговываждения $\xi$ (принят)					
		1	1,5	1,85	2	2,5	3
$N$	(2)	0,87	1,13	1,29	1,36	1,57	1,76
$w$	(13)	1	0,667	0,54	0,5	0,4	0,33
$\Gamma$	(5)	0,58	0,53	0,5	0,49	0,47	0,44
$\varepsilon$	(4)	0,44	0,55	0,61	0,63	0,69	0,74
$W_{\min}$ , Вт/°С	(10)	1685	1685	1685	1685	1685	1685
$\Phi$ , кВт	(6)	29,7	36,9	40,8	42,3	46,4	49,6
$h_{r2}$ , кДж/кг	(7)	25,5	21,1	18,8	17,9	15,5	13,5
$t_{r2}$ , °С	(8)	8,2	6,0	4,8	4,3	3,1	2,1
$\xi$	(1)	1,8	1,83	1,85	1,84	1,85	1,85
$t_{x2}$ , °С	(12)	-4,4	-0,1	2,2	3,1	5,5	7,4
$\varepsilon_{\Delta t}$	[6]	0,97	0,92	0,9	0,87	0,85	0,86
$\Delta t_{cp}$ , °С	[6]	25,3	20,9	18,7	17,5	13,5	11,2
$\Phi$ , кВт	(12)	37,2	39,8	40,7	40,1	35,7	33,2

**Таблица 2. Расчет коэффициента  
влаговываждения (вариант 2)**

Величины, единицы величин	Источник, номер формулы	Коэффициент влаговываждения $\xi$ (принят)					
		1	1,5	1,54	2	2,5	3
$N$	(2)	0,87	1,13	1,15	1,36	1,57	1,76
$w$	(13)	1	0,667	0,65	0,5	0,4	0,33
$\varepsilon$	(4)	0,44	0,55	0,557	0,63	0,69	0,74
$W_{\text{мин}}, \text{Вт}/^\circ\text{C}$	(10)	1685	1685	1685	1685	1685	1685
$\Phi, \text{кВт}$	(6)	23,8	29,5	30,1	33,8	37,1	39,7
$h_{r2}, \text{кДж/кг}$	(7)	10,4	7,0	6,8	4,5	2,5	0,5
$t_{r2}, ^\circ\text{C}$	(8) и (8a)	0,5	-1,5	-1,6	-3,0	-4,3	-5,6
$\xi$	(1)	1,51	1,52	1,54	1,55	1,55	1,55
$t_{x2}, ^\circ\text{C}$	(12)	-7,9	-4,5	-4,3	-2	0	1,5
$\varepsilon_{\Delta t}$	[7]	0,98	0,93	0,91	0,88	0,84	0,81
$\Delta t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	[7]	19,8	16,3	15,6	13,4	11,4	9,8
$\Phi, \text{кВт}$	(12)	29,1	31	30,3	30,8	30,1	28,8

– принимаемым предварительно разным значениям коэффициента влаговываждения отвечает практически одно и то же расчетное значение коэффициента влаговываждения, достаточно близкое к среднему значению, равному 1,84.

Для проверки полученных выводов был выполнен расчет по варианту 2, изменив в исходных данных параметры вытяжного воздуха на входе в КТУ: температура  $t_{r1} = 10$  °C; относительная влажность  $\varphi = 75\%$ ; энтальпия  $h_{r1} = 24,7$  кДж/кг.

Результаты расчета приведены в таблице 2.

Приведенные выше выводы подтверждаются данными таблицы 2. В этом случае определен коэффициент влаговываждения, равный 1,54. При этом расчетные значения коэффициентов влаговываждения, независимо от ранее принятых, близки к этому значению.

Установленный факт, что только при одном значении коэффициента влаговываждения выполняются требования теплового расчета КТУ, подтверждает достоверность предлагаемой методики. Только при этом значении расчет по уравнениям эффективности и с использованием среднего температурного напора дает один и тот же результат.

#### **Заключение**

Научное значение проведенного исследования состоит в разработке методики расчета коэффициента влаговываждения в КТУ в зависимости от заданных параметров работы: расходов, скорости, температур и теплофизических свойств вытяжного и приточного воздуха, а также диаметра и длины труб.

Практическое значение работы заключается в возможности использования предложенной методики расчета коэффициента влаговываждения при выполнении тепловых расчетов КТУ.

В результате проведенного исследования установлено, что, исходя из уравнений эффективности и теплопередачи КТУ, можно определить коэффициент влаговываждения. При этом учитывается влияние коэффициента влаговываждения как на эффективность КТУ, так и на его тепловой и влажностный режим. В результате система используемых уравнений оказывается совместной (замкнутой), имеющей только одно решение.

#### **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Теплофизические основы получения искусственного холода: справочник / Н.А.Бучко [и др.]; под. ред. А.В. Быкова. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 231 с.
2. Холодильные установки / И.Г.Чумак [и др.]; под. ред. И.Г.Чумака. – М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
3. Цубанов, А.Г. Влияние геометрических и режимных параметров на эффективность кожухотрубчатых теплоутилизаторов / А.Г. Цубанов, А.Л. Синяков, И.А. Цубанов // Агропанорама, 2016. – №6. – С. 23-26.
4. Голубков, Б.Н. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления / Б.Н. Голубков, Т.М. Романова, В.А. Гусев. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 190 с.
5. Кэйс, В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кэйс, А.Л. Лондон. – Л.: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
6. Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче/ Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 08.02.2016