

К ТЕПЛОВОМУ РАСЧЕТУ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

М.А. Прищепов,

проректор по научной работе – директор НИИМЭСХ БГАТУ, докт. техн. наук, доцент

И.А. Цубанова,

ст. преподаватель каф. прикладной информатики БГАТУ

Установлено условие перехода теплового режима работы кожухотрубчатых теплоутилизаторов (КТУ) в системах вентиляции при отсутствии влаговыпадения к тепловому режиму с влаговыпадением. Предложено уравнение для расчета температуры вытяжного воздуха на выходе КТУ в системах вентиляции в условиях влаговыпадения из вытяжного воздуха.

Ключевые слова: кожухотрубчатый теплоутилизатор, тепловой режим, вытяжной воздух, влаговыпадение, температура.

The condition for the transition of the thermal regime of the shell-and-tube heat-recovery (STH) operation in ventilation systems in the absence of moisture release to the thermal regime with moisture release is established. An equation for calculating the temperature of the exhaust air at the outlet of the STH in ventilation systems in conditions of moisture release from the exhaust air is proposed.

Keywords: shell-and-tube heat exchanger, thermal regime, exhausts air, moisture release, and temperature.

Введение

Следует различать тепловой расчет кожухотрубчатых теплоутилизаторов (КТУ) систем вентиляции сельскохозяйственных помещений в зависимости от двух вариантов теплового режима их работы: при «сухом» теплообмене без влаговыпадения из вытяжного воздуха и при «мокром» теплообмене с влаговыпадением при охлаждении вытяжного воздуха до температур ниже температуры точки росы.

Если в первом варианте при отсутствии выпадения влаги тепловой расчет КТУ не вызывает затруднений и выполняется с использованием традиционных методов теплового расчета рекуперативных теплообменников, то во втором варианте расчета необходимо учесть влияние массообмена при конденсации водяных паров из вытяжного воздуха на теплообмен в КТУ.

Тепловой расчет рекуперативных теплоутилизаторов и воздухоохладителей в условиях влаговыпадения выполняется с использованием метода итераций [1].

Особое значение имеет формулирование условий перехода от «сухого» теплообмена к «мокрому» теплообмену. Ссылка на сопоставление температуры точки росы и температуры вытяжного воздуха на выходе КТУ является недостаточной, т.к. неизвестно изменение температуры вытяжного воздуха при его охлаждении в КТУ. Для нахождения этого изменения температуры необходимо знать: происходит или не происходит влаговыпадение в теплоутилизаторе.

Узловым вопросом в тепловом расчете КТУ является нахождение температуры вытяжного воздуха на выходе из теплоутилизатора [1]. Для ее определения может быть использован метод итераций.

Целью настоящей работы является:

- формулирование условий перехода в КТУ от «сухого» теплообмена к «мокрому» теплообмену;
- нахождение расчетной зависимости для температуры вытяжного воздуха на выходе КТУ в условиях выпадения влаги из вытяжного воздуха.

Основная часть

Рассматриваем конструктивную схему КТУ с шахматным трубным пучком, одноходовую, с перекрестным током и вертикальными трубами. Вытяжной воздух движется внутри труб в направлении сверху вниз, а приточный – в горизонтальном направлении между трубами.

Отношение водяных эквивалентов приточного и вытяжного воздуха определяет отношение изменения их температур:

$$W = \frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''}, \quad (1)$$

где t_1' и t_1'' – температура вытяжного воздуха на входе и выходе КТУ, °С; t_2' и t_2'' – температура приточного воздуха на входе и выходе КТУ, °С.

В условиях работы КТУ его коэффициент эффективности может трактоваться как температурный КПД процесса нагрева приточного воздуха:

$$\varepsilon = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}. \quad (2)$$

Исходя из уравнений (1) и (2), находим

$$W\varepsilon = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'}. \quad (3)$$

Для решения поставленной задачи об условиях перехода преобразуем приведенное уравнение к виду

$$\theta_1 \theta_2 = \varepsilon w, \quad (4)$$

где θ_1 и θ_2 – относительные избыточные температуры:

$$\theta_1 = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_{1,p}}, \quad \theta_2 = \frac{t_1' - t_{1,p}}{t_1' - t_2}, \quad (5)$$

где $t_{1,p}$ – температура точки росы для состояния вытяжного воздуха на входе в КТУ, °С.

Переход от теплового режима при «сухом» теплообмене к тепловому режиму КТУ с влаговываждением из вытяжного воздуха характеризуется равенством температур $t_1'' = t_{1,p}$ и соответственно значением $\theta_1 = 1$.

В таком случае переход определяется критическим значением:

$$\theta_2^{kp} = \varepsilon_{kp} w, \quad (6)$$

где ε_{kp} – коэффициент эффективности при равенстве температур $t_1'' = t_{1,p}$ и отсутствии влаговываждения.

При меньших значениях θ_2 тепловой режим работы КТУ будет характеризоваться выпадением влаги, а при больших – отсутствием выпадения влаги из вытяжного воздуха.

Условие существования теплового режима КТУ с конденсацией водяных паров из вытяжного воздуха следует записать в виде неравенства:

$$\theta_2 < \theta_2^{kp}. \quad (7)$$

Работа КТУ в системах вентиляции характеризуется равенством массовых расходов приточного и вытяжного воздуха и отношение их водяных эквивалентов при «сухом» теплообмене определяется отношением удельных изобарных теплоемкостей. Значения теплоемкостей были приняты: для приточного воздуха $c_{p2} = 1,01$ кДж/(кг·°С) для вытяжного воздуха $c_{p2} = 1,05$ кДж/(кг·°С). Отсюда отношение водяных эквивалентов при отсутствии влаговываждения $w = 0,96$.

Расчет коэффициента эффективности при перекрестноточной схеме выполнялся по известной методике расчета [1, 2].

В рассматриваемых условиях работы КТУ критическое значение θ_2^{kp} зависит от числа единиц переноса (ЧЕП) N_0 в условиях сухого теплообмена. При этом характерна экспоненциальная зависимость с приближением значения θ_2^{kp} с увеличением ЧЕП к максимально возможному критическому значению $\theta_2^{\max} = 0,62$, достигаемому при бесконечно большой величине ЧЕП и принятым отношением водяных эквивалентов $w = 0,96$.

В связи с этим была использована структура расчетной зависимости:

$$\theta_2^{kp} = \theta_2^{\max} + a \exp(-bN_0). \quad (8)$$

Линеаризация уравнения была проведена типовым методом логарифмирования:

$$\ln(\theta_2^{\max} - \theta_2^{kp}) = -\ln a + bN_0.$$

В результате находим:

$$T = A + bN_0, \quad (9)$$

где $T = \ln(\theta_2^{\max} - \theta_2^{kp})$ и $A = -\ln a$.

Построение уравнения (9) для расчетных данных при значениях ЧЕП N_0 в пределах от 0,5 до 1,5 приведены на рисунке 1.

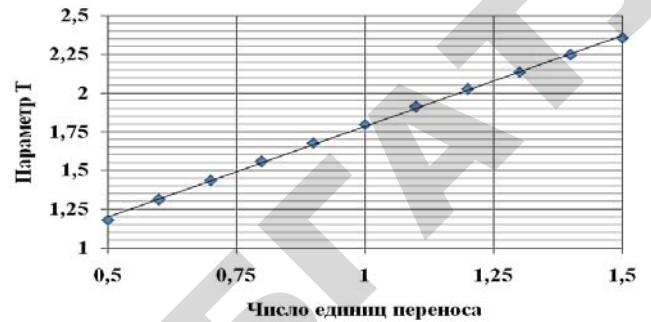


Рисунок 1. К определению параметров уравнения (9)

Методом наименьших квадратов были определены $A = 0,614$ и $b = 1,17$. При этом коэффициент детерминации $R^2 = 0,999$, что позволяет заключить о наличии очень тесной связи между параметрами T и N_0 .

С учетом вышеприведенных обозначений и установленных значений параметров уравнения (3) в интервале значений N_0 от 0,5 до 1,5 была получена зависимость:

$$\theta_2^{kp} = 0,62 - 0,541 \exp(-1,17N_0). \quad (10)$$

Погрешность зависимости не превышает 1,5 %.

Значения θ_2^{kp} при принятых в дальнейшем величинах ЧЕП даны в таблице 1.

Расчет температуры вытяжного воздуха на выходе КТУ был выполнен на основе метода итераций [1]. К рассмотрению принимались только данные, отве-

Таблица 1. Значения θ_2^{kp}

Параметры	Источник, номер формулы	ЧЕП N_0				
		0,5	0,75	1	1,25	1,5
w	Принято	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
ε	[1, 2]	0,3277	0,4141	0,4741	0,5171	0,5484
θ_2^{kp}	(10)	0,315	0,4	0,455	0,495	0,525

чающие условию неравенства (7).

Исходными данными к расчету температуры вытяжного воздуха на выходе КТУ были приняты:

- параметры вытяжного воздуха на входе КТУ: температура t_1' , °С; относительная влажность φ , %; энтальпия h_1' , кДж/кг и температура точки росы $t_{1,p}$, °С, (табл. 2);
- температура приточного воздуха на входе КТУ t_2' , °С;
- ЧЕП при «сухом» теплообмене в условиях отсутствия влаговываждения.

Таблица 2. Параметры вытяжного воздуха на входе в КТУ

Номер варианта	t_1' , °С	ϕ , %	h_1' , кДж/кг	$t_{1,p}$, °С
1	22	70	52	16,3
2	18	75	43	13,5
3	18	60	37,9	10,1
4	18	50	34,6	7,4
5	10	75	24,7	5,7
6	15	75	35,5	10,7

Температура приточного воздуха на входе в КТУ была принята равной 0, -5, -10, -15, -20 и -25 °С, а величина ЧЕП N_0 при «сухом» теплообмене – 0,5; 0,75; 1; 1,25 и 1,5.

При нахождении расчетного уравнения была использована степенная зависимость:

$$\theta_1 = C(\theta_2)^m, \quad (11)$$

где C – коэффициент; m – показатель степени.

Преобразование уравнения (11) в линейную зависимость было выполнено методом логарифмирования

$$\ln \theta_1 = \ln C + m \ln \theta_2.$$

В таком случае имеем:

$$Y = a + bX, \quad (12)$$

где

$$Y = \ln \theta_1; a = \ln C; b = m; X = \ln \theta_2.$$

Координаты расчетных точек (рис. 2) представлены с использованием параметров X и Y . При построении этих точек использованы результаты расчета для шести вариантов параметров вытяжного воздуха на входе в КТУ (табл. 2) при шести вариантах задания температуры приточного воздуха на входе в КТУ. В результате каждая прямая на рис. 2 обобщает 36 расчетных точек.

Зависимости между параметрами X и Y имеют прямолинейный характер.

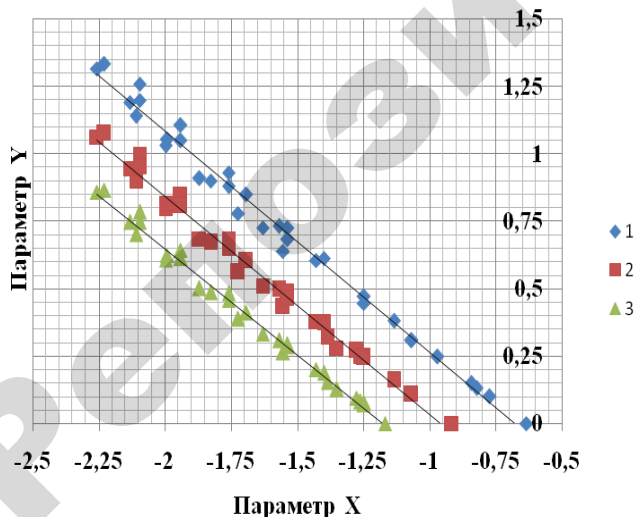


Рисунок 2. Расчетные данные:
1 – при $N_0 = 1,5$; 2 – при $N_0 = 0,75$; 3 – при $N_0 = 0,5$

Методом наименьших квадратов определены параметры уравнения (12) в зависимости от значения ЧЕП, а затем найдены коэффициент C и показатель степени m в формуле (11), используя введенные в уравнении (12) обозначения.

Найденные параметры уравнений (11) и (12) представлены в таблице 3.

Таблица 3. Параметры уравнений (6) и (8)

Параметры	ЧЕП N_0				
	0,5	0,75	1	1,25	1,5
a	-0,965	-0,764	-0,659	-0,59	-0,544
$b = m$	-0,807	-0,801	-0,805	-0,805	-0,806
R^2	0,987	0,989	0,989	0,99	0,989
C	0,381	0,466	0,517	0,554	0,58

В таблице 3 использованы также результаты исследования при $N_0 = 1$ и при $N_0 = 1,25$.

Приведенные данные позволяют заключить:

- линейные регрессии характеризуются коэффициентами детерминации R^2 , близкими к единице, что свидетельствует о наличии тесной связи между параметрами X и Y ;

- угловые коэффициенты b и показатели степени m при разных значениях N_0 практически одинаковы;

- коэффициент C в уравнении (11) существенно зависит от значения N_0 .

В дальнейшем было принято среднее значение показателя степени $m = -0,805$.

Для расчета коэффициента C была предложена экспоненциальная зависимость:

$$C = a + b \exp(-kN_0). \quad (13)$$

Было установлено, что параметр $k = 1,5$ и что формула (13) может быть трансформирована в линейную зависимость:

$$C = a + bZ, \quad (14)$$

где $Z = \exp(-1,5N_0)$.

Результаты обобщения данных по уравнению (14) приведены на рис. 3.

Согласно линейной регрессии, в уравнении (14) были определены: параметр $a = 0,637$ и угловой ко-

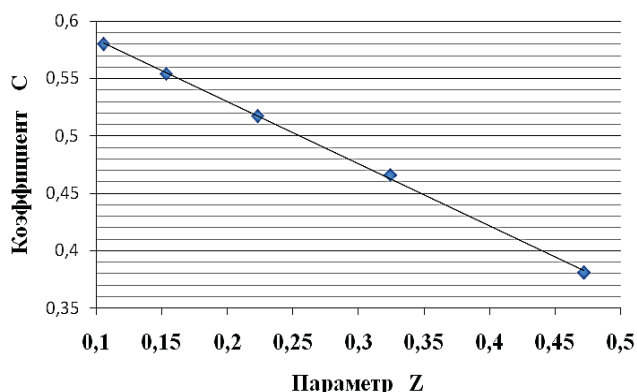


Рисунок 3. Коэффициент C в зависимости от параметра Z

эффицент $b = -0,538$. При этом коэффициент детерминации $R^2 = 0,999$.

Таким образом, для расчета коэффициента C получена зависимость:

$$C = 0,637 - 0,538 \exp(-1,5N_0). \quad (15)$$

Используя уравнения (11) и (15), а также принятое значение показателя степени m , была найдена расчетная зависимость:

$$\theta_1 = [0,637 - 0,538 \exp(-1,5N_0)] (\theta_2)^{-0,805} \quad (16)$$

Предложенная зависимость используется при условиях: $0,5 \leq N_0 \leq 1,5$ и $0,1 \leq \theta_2 \leq \theta_2^{кр}$

Методика расчета температуры вытяжного воздуха на выходе КТУ в условиях «мокрого» теплообмена включает следующие этапы.

Принимают исходные данные к расчету: ЧЭП при сухом теплообмене, параметры вытяжного воздуха (температуру воздуха и температуру точки росы), а также температуру приточного воздуха на входе в КТУ.

Определяют относительную избыточную температуру θ_2 по уравнению (5) и ее критическое значение $\theta_2^{кр}$ по уравнению (10).

Проверяют наличие или отсутствие теплообмена с выпадением влаги, исходя из неравенства (7).

В случае «мокрого» теплообмена находят:

– относительную избыточную температуру θ_1 по формуле (16);

– температуру вытяжного воздуха на выходе КТУ

$$t_1'' = t_1' - \theta_1 (t_1' - t_{1,p}). \quad (17)$$

Погрешность расчета температуры с использованием уравнений (16) и (17) в пределах проведенных исследований не превышает 1 °С.

Заключение

Научное и практическое значение выполненного исследования состоит в следующем:

– в установлении условий перехода к тепловому режиму с выпадением влаги, сформулированных в виде неравенства (7) и уравнения (10);

– в получении уравнений (16) и (17) для расчета температуры вытяжного воздуха на выходе КТУ в системах вентиляции с учетом влияния влаговываждения на теплообмен.

При нахождении расчетных зависимостей использовалась их линеаризация. Высокие коэффициенты детерминации, близкие к единице, подтверждают достоверность выбора параметров, применяемых в линейных регрессиях, и тесную связь между этими параметрами.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цубанов, А.Г. К расчету параметров вытяжного воздуха на выходе кожухотрубчатых теплоутилизаторов в системах вентиляции / А.Г. Цубанов, И.А. Цубанов, И.А. Цубанова // Агропанорама, 2016. – № 5. – С. 32-36.

2. Кэйс, В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кэйс, А.Л. Лондон. – Ленинград: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 27.03.2017

Счетчик газа ультразвуковой СГУ001 типоразмеров G16-G25

Предназначены для измерения объемного расхода горючего газа по ГОСТ 5542-87 или паров сжиженного углеводородного газа по ГОСТ 20448-90 с приведением измеренного объема газа к нормальным условиям, т.е. к температуре газа 20 °С и плотности 0,72 кг/м³ с отображением информации об объеме израсходованного газа на табло счетчика с возможностью передачи информации в централизованную систему учета.



Основные технические данные

Рабочий диапазон температур, °С	от - 30 до + 50
Рабочий диапазон расхода газа, м³/час	от 0,16 до 40
Основная относительная погрешность, не более, %	± 3
Порог чувствительности, не более, м³/час	0,05
Наибольшее избыточное рабочее давление газа, кПа	100
Число разрядов индикаторного табло счетчика	8
Дополнительная относительная погрешность при изменении температуры окружающей среды от - 30 до +50 °С, не более	0,01% на 1 °С