

К РАСЧЕТУ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ В ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМАХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Л.С. Герасимович, докт. техн. наук, профессор, академик НАН Беларуси, И.А. Цубанов, ст. преподаватель (БГАТУ)

Аннотация

Предложены расчетные зависимости для определения коэффициента теплопередачи кожухотрубчатых теплоутилизаторов при турбулентном и переходном режиме движения воздуха в трубах.

Calculated dependences to determine the heat transfer coefficient shell and tube exchangers in turbulent and transitional regime of air movement in pipes are offered.

Введение

Одним из методов повышения тепловой экономичности отопительно-вентиляционных систем сельскохозяйственных производственных помещений в отопительный период является утилизация теплоты удалемого вентиляционного воздуха [1-3].

В качестве теплоутилизаторов используют кожухотрубчатые и пластинчатые теплообменные аппараты. Их недостатки общеизвестны, и выражаются в значительной материалоемкости, невысокой энергоэффективности, загрязнении поверхности теплообмена и образовании на ней слоя льда-инея в наиболее холодный период года. Поэтому необходимо разработать теплоутилизаторы, которые отличались бы простотой устройства, компактностью, низкой металлоемкостью, надежностью при эксплуатации и достаточно высокой энергоэффективностью.

Представляется целесообразным применение кожухотрубчатых теплоутилизаторов (КТУ) типа «воздух-воздух», которые обладают рядом преимуществ. В них обеспечивается надежное разделение воздушных потоков, возможность применения неметаллических труб и низкие сопротивления воздушных трактов. Для них характерно отсутствие движущихся частей, высокая технологичность изготовления и достаточная надежность при эксплуатации.

Использование, например, стеклянных труб вместо металлических позволяет уменьшить металлоемкость КТУ. Кроме того, стеклянные трубы характеризуются достаточно высокой теплопроводностью, не подвержены коррозии, имеют большой срок эксплуатации и характеризуются гладкими поверхностями, что уменьшает их загрязнение и упрощает очистку.

Одной из основных характеристик теплового режима работы КТУ является коэффициент теплопередачи, значение которого во многом определяет

энергоэффективность, требуемую площадь поверхности теплообмена и габариты КТУ.

Цель работы состоит в нахождении зависимости для расчета коэффициента теплопередачи, простой и надежной при анализе теплоэнергетических показателей работы КТУ.

Рассматриваемые теплоутилизаторы используются в типовых условиях эксплуатации отопительно-вентиляционных систем, и поэтому естественной является задача – установить зависимость коэффициента теплопередачи непосредственно от режимных и геометрических параметров.

К режимным параметрам следует отнести скорости воздушных потоков в элементах КТУ, коэффициенты загрязнения труб и влаговыведения, а к геометрическим – диаметр и длину труб, параметры компоновки трубного пучка и др.

Основная часть

Принимаем, что условия теплообмена в КТУ являются стационарными. Для их описания могут быть использованы алгебраические уравнения, а решение математической модели теплообмена в этом случае приводит к однозначному определению результирующей функциональной зависимости коэффициента теплопередачи от параметров работы КТУ.

Во многом определяющим для решения поставленной задачи является выбор схемы движения воздушных потоков в КТУ.

Исходя из условия оптимальности конструктивных решений КТУ, следует остановиться на схеме перекрестного тока, когда один из воздушных потоков направляется в трубы, а другой – в межтрубное пространство при поперечном обтекании трубного пучка. В этом случае обеспечиваются и благоприятные условия теплообмена.

Вопрос о том, какой из воздушных потоков направлять в трубы или межтрубное пространство, должен решаться с точки зрения не только интенсификации теплообмена, но и надежности работы КТУ. В трубы целесообразно направлять более загрязненный вытяжной воздух, поскольку внутренние поверхности трубы легче очистить от загрязнений.

В обычно рекомендуемых схемах предусматривается подача вытяжного воздуха в межтрубное пространство, а приточного наружного – в вертикальные (горизонтальные) трубы [1, 3, 4].

Достоинство такой схемы состоит в том, что более высокие коэффициенты теплоотдачи со стороны вытяжного воздуха смещают температурный режим работы труб в более «теплую» область. Тем самым уменьшается (но не устраняется) опасность образования слоя инея-льда на поверхности труб при выпадении влаги из вытяжного воздуха. Однако при этом ухудшаются условия теплообмена между воздушными потоками, затрудняется отвод образующего конденсата и очистка поверхности труб от отложений со стороны вытяжного воздуха.

Вышеперечисленные недостатки во многом устраняются при подаче вытяжного воздуха в трубы, а приточного воздуха – в межтрубное пространство. При этом обеспечивается увеличение коэффициента теплопередачи в среднем на 20-30 % по сравнению с ранее рекомендуемой схемой.

Необходимо учесть, что при любой схеме движения воздушных потоков должна быть предусмотрена система оттаивания труб в наиболее холодный период эксплуатации КТУ.

Принимаем 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.

Для расчета коэффициента теплопередачи k , Вт/(м²·К), используем формулу

$$k = \mu_{ст} \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (1)$$

где $\mu_{ст}$ – коэффициент загрязнения; α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхностях труб, Вт/(м²·К).

С целью преобразования уравнения (1) в степенную функцию представим его в виде зависимости:

$$Y = \frac{X}{1+X}, \quad (2)$$

где Y и X – безразмерные параметры:

$$Y = \frac{k}{\mu_{ст} \alpha_1} \quad \text{и} \quad X = \frac{\alpha_2}{\alpha_1}.$$

Теплообмен при принятой схеме движения воздушных потоков в КТУ характеризуется отношением коэффициентов теплоотдачи $X = 1-3$. При этом условия на основании метода наименьших квадратов из

уравнения (2) была получена формула, погрешность которой не превышает 3 %

$$Y = 0,514X^{0,36}. \quad (3)$$

При расчете коэффициента теплоотдачи в условиях турбулентного режима движения среды внутри труб и каналов, когда число $Re_l = 10^4-5 \cdot 10^6$, применяется формула М.А. Михеева. При теплоотдаче воздуха расчетное уравнение упрощается и приобретает вид [5]

$$Nu_l = 0,018 Re_l \varepsilon_l, \quad (4)$$

где Nu_l и Re_l – числа Нуссельта и Рейнольдса; ε_l – коэффициент, учитывающий влияние начального теплового участка.

Выразим числа Нуссельта и Рейнольдса через составляющие их физические величины. В результате находим

$$\alpha_l = B_l \varepsilon_l \frac{w_l^{0,8}}{d_l^{0,2}}, \quad (5)$$

где B_l – коэффициент, определяемый теплофизическими свойствами вытяжного воздуха; w_l – скорость воздуха внутри труб, м/с; d_l – внутренний диаметр труб, м.

При этом

$$B_l = 0,018 \frac{\lambda_l}{v_l^{0,8}},$$

где λ_l и v_l – теплопроводность, Вт/(м·К) и кинематическая вязкость, м²/с вытяжного воздуха.

Значение коэффициента B_l зависит от средней температуры вытяжного воздуха.

| $t_b, ^\circ\text{C}$ | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 |
|-----------------------|-----|------|------|------|------|
| B_l | 3,5 | 3,46 | 3,42 | 3,39 | 3,36 |

Очевидно, что в рассматриваемом температурном интервале коэффициент B_l изменяется несущественно и поэтому возможно использовать его среднее значение.

В связи с этим для дальнейших расчетов было принято: $B_l = 3,42$.

Охлаждение вытяжного воздуха внутри труб КТУ сопровождается конденсацией водяного пара, содержащегося во влажном воздухе. Влияние этого процесса на теплообмен учитывается коэффициентом влаговываждения ξ [5].

Вводя в уравнение (5) коэффициент влаговываждения и используя вышеприведенное значение коэффициента B_l , находим:

$$\alpha_l = 3,42 \xi \varepsilon_l \frac{w_l^{0,8}}{d_l^{0,2}}. \quad (6)$$

Для переходного режима в уравнение (6) вводится поправочный коэффициент [5]. Исходя из табличных значений поправочного коэффициента при $Re_l = 5 \cdot 10^3-10^4$ [5], была получена зависимость:

$$Nu_l = 6,43 \cdot 10^{-4} Re_l^{1,165} \varepsilon_l. \quad (7)$$

Действуя вышеизложенным методом, определяем:

$$\alpha_l = B_l' \xi \varepsilon_l w_l^{1,165} d_l^{0,165}, \quad (8)$$

где B_1' – коэффициент, определяемый теплофизическими свойствами вытяжного воздуха.

Значения этого коэффициента приведены ниже в зависимости от средней температуры вытяжного воздуха.

| $t_b, ^\circ\text{C}$ | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 |
|-----------------------|------|------|------|------|------|
| B_1' | 7,59 | 7,34 | 7,19 | 7,05 | 6,91 |

В результате записываем, используя среднее значение $B_1' = 7,2$

$$\alpha_1 = 7,2 \xi \varepsilon_1 w_1^{1,165} d_1^{0,165}. \quad (9)$$

Поперечное обтекание газами шахматного пучка труб в КТУ характеризуется смешанным режимом течения ($Re = 10^3 - 10^6$). При этом расчет теплоотдачи выполняется по уравнению [6]

$$Nu = 0,41 Re^{0,8} Pr^{0,33} \varepsilon_1 \varepsilon_s, \quad (10)$$

где Pr – число Прандтля; ε_1 и ε_s – коэффициенты, учитывающие число рядов и конструкцию шахматного пучка.

Из формулы (10) можно получить для теплоотдачи воздуха при поперечном обтекании шахматного пучка труб

$$\alpha_2 = B_2 \varepsilon_1 \varepsilon_s \frac{w_2^{0,6}}{d_2^{0,4}}, \quad (11)$$

где B_2 – коэффициент, определяемый теплофизическими свойствами приточного воздуха; w_2 – скорость воздуха в самом узком поперечном сечении пучка, м/с; d_2 – наружный диаметр труб, м.

$$B_2 = 0,37 \frac{\lambda_2}{v_2^{0,6}},$$

где λ_2 и v_2 – теплопроводность, Вт/(м·К) и кинематическая вязкость, м²/с приточного воздуха.

Коэффициент B_2 зависит от средней температуры приточного воздуха:

$$B_2 = 7,66 \text{ при } t_n = -10^\circ\text{C}; B_2 = 7,48 \text{ при } t_n = -15^\circ\text{C}.$$

В таком случае для обычно встречающихся температурных режимов КТУ следует использовать среднеарифметическое значение коэффициента B_2 и записать:

$$\alpha_2 = 7,57 \varepsilon_1 \varepsilon_s \frac{w_2^{0,6}}{d_2^{0,4}}. \quad (12)$$

Выразив параметры Y и X с использованием уравнений (6), (9) и (12) и подставив их в формулу (3), находим:

$$\text{– при } Re_1 = 10^4 - 5 \cdot 10^6 \\ k = 2,34 \mu_{ct} \varepsilon_1^{0,36} \varepsilon_s^{0,36} \xi^{0,64} \varepsilon_1^{0,64} w_1^{0,512} w_2^{0,216} d_1^{-0,128} d_2^{-0,144}; \quad (13)$$

$$\text{– при } Re_1 = 5 \cdot 10^3 - 10^4 \\ k = 3,77 \mu_{ct} \varepsilon_1^{0,36} \varepsilon_s^{0,36} \xi^{0,64} \varepsilon_1^{0,64} w_1^{0,745} w_2^{0,216} d_1^{0,105} d_2^{-0,144}. \quad (14)$$

Параметры в правой части уравнений (13) и (14) являются управляющими, с их помощью можно оказать управляющее воздействие на процесс теплооб-

мена. Они относятся к исходным данным для расчета коэффициента теплопередачи, т.к. могут быть заданы или определены в ходе расчета.

Указанные уравнения имеют достаточно громоздкую форму. Для их упрощения воспользуемся следующими допущениями:

– трубный пучок КТУ характеризуется числом рядов труб не менее 15, поэтому можно принять [6] коэффициент $\varepsilon_1 = 1$;

– поперечный и продольный шаги трубного пучка примерно одинаковы, при этом условии [6] коэффициент $\varepsilon_s = 1$;

– в КТУ используются длинные трубы при отношении длины трубы к ее диаметру, как правило, больше 50, в связи с этим [6] коэффициент $\varepsilon_1 = 1$;

– в КТУ устанавливаются тонкие трубы при отношении диаметров $d_2/d_1 \approx 1,1$.

Расчетные значения вышеприведенных коэффициентов и отношения диаметров достаточно близки к единице, и их округление не вносит заметной погрешности в расчет. Более того, они входят в расчетные уравнения с показателями степени, по модулю меньшими единицы, что уменьшает их влияние на коэффициент теплопередачи.

Окончательно получаем:

$$\text{– при } Re_1 = 10^4 - 5 \cdot 10^6 \\ k = 2,3 \mu_{ct} \xi^{0,64} w_1^{0,512} w_2^{0,216} d_1^{-0,272}; \quad (15)$$

$$\text{– при } Re_1 = 5 \cdot 10^3 - 10^4 \\ k = 3,73 \mu_{ct} \xi^{0,64} w_1^{0,745} w_2^{0,216} d_1^{-0,04}. \quad (16)$$

Рассмотрим влияние отдельных параметров на коэффициент теплопередачи.

Коэффициент загрязнения μ_{ct} учитывает термическое сопротивление как разделяющей стенки, так и отложений на поверхности труб. Вытяжной воздух, удаляемый из сельскохозяйственных производственных помещений, содержит взвешенные частицы, что приводит к загрязнению поверхности труб КТУ. Кроме того, в наиболее холодный период со стороны вытяжного воздуха образуется слой инея-льда. Для снижения влияния загрязнений на интенсивность теплообмена следует использовать периодическую очистку и оттаивание труб КТУ. С учетом условий эксплуатации КТУ, допустимо принимать $\mu_{ct} = 0,75$.

Коэффициент теплопередачи существенно зависит от коэффициента влаговываждения на поверхности труб, значение которого может быть в пределах 1,5-3. За счет влаговываждения коэффициент теплопередачи увеличится согласно уравнениям (15) и (16) по сравнению с «сухим» теплообменом на 30-100 %.

Однако следует учесть, что коэффициент влаговываждения может быть принят произвольно из рекомендуемого интервала только в первом приближении. Его фактическое значение должно определяться исходя из расчета тепломассообмена на поверхности труб в конкретных условиях эксплуатации КТУ.

Решающее влияние на коэффициент теплопередачи оказывает скорость воздуха в трубах. Необходимо стремиться к увеличению этой скорости, но не превышая при этом допустимого аэродинамического сопротивления воздушного тракта КТУ. Ее увеличение в два раза позволит увеличить коэффициент теплопередачи при турбулентном режиме движения более чем на 40 %. При повышенной скорости воздуха в трубах усиливается стекание образующейся пленки конденсата с внутренней поверхности труб и уменьшается их загрязнение.

В меньшей степени проявляется влияние скорости приточного воздуха в межтрубном пространстве на коэффициент теплопередачи.

Выбор скорости воздушного потока в КТУ – это технико-экономическая задача, т.к. увеличение скорости сопровождается ростом не только коэффициента теплопередачи, но и аэродинамических сопротивлений теплоутилизатора. В первом приближении можно рекомендовать принимать значение: $w_1 \leq 12$ м/с, а $w_2 \leq 8$ м/с.

К действенным средствам увеличения коэффициента теплопередачи при турбулентном режиме движения в трубах относится также уменьшение диаметра трубок.

Заключение

Обоснована рекомендуемая схема движения вытяжного и приточного воздуха в КТУ.

Предложены расчетные зависимости для определения коэффициента теплопередачи КТУ при турбулентном и переходном режиме движения воздуха в трубах.

Установлено, что наибольшее влияние на коэффициент теплопередачи оказывают влаговываждение из вытяжного воздуха и его скорость в трубах. В меньшей степени влияют скорость приточного воздуха в межтрубном пространстве и диаметр трубок.

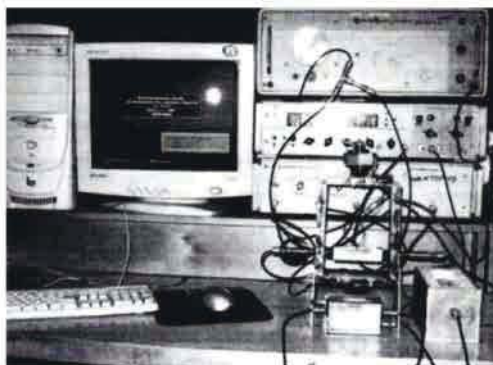
ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедь, А.А. Микроклимат животноводческих помещений / А.А. Лебедь. – М.: Колос, 1984. – 199 с.
2. Степанова, В.Э. Возобновляемые источники энергии на сельскохозяйственных предприятиях / В.Э. Степанова. – М.: Агропромиздат, 1988. – 112 с.
3. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: справ. пос. / Л.Д. Богуславский и [др.]; под ред. Л.Д. Богуславского и В.И. Ливчака. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.
4. Баротфи, И. Энергосберегающие технологии и агрегаты на животноводческих фермах / И. Баротфи, П. Рафан. – М.: Агропромиздат, 1988. – 228 с.
5. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова [и др.]; под общ. ред. Г.Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
6. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

Информационная измерительная система для измерений физических, геометрических, структурных характеристик материалов

Предназначена для исследования и тестирования состояния материалов и сред на основе анализа закономерностей параметрического воздействия изменяющихся во времени характеристик на частотно-фазовые соотношения зондирующих акустических и электрических колебаний.

Измерительная система успешно применена для изучения свойств и состояния магнитных и немагнитных металлов, полимерных композитов, включая кинетику их перехода к твердому состоянию.



Основные технические данные

| Измеряемая величина | Диапазон измерения | Погрешность |
|--|-----------------------------|------------------------|
| Электрическая емкость | 20... 1000 пФ | $3 \cdot 10^{-2}$ пФ |
| Индуктивность | 10... 1000 мкГн | $3 \cdot 10^{-2}$ мкГн |
| Удельная электрическая проводимость | $10^3... 5 \cdot 10^7$ См/м | 10^{-3} См/м |
| Диэлектрическая проницаемость | 1... 20 | 10^{-3} |
| Избыточная температура | 100... 500 К | 10^{-3} К |
| Относительные изменения скорости ультразвука | 300... 6000 м/с | 10^{-5} |
| Малые перемещения | 0... 1 мм | 1 мкм |