

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА ОТ СПЛОШНОГО РЕБРА ТЕПЛООБМЕННИКА В УСЛОВИЯХ НЕРАВНЫХ ТЕМПЕРАТУР ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ И ОСНОВАНИЙ РЕБЕР

АКСЕНОВ Андрей Константинович, Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет

Получено решение задачи о тепловом потоке от оребренной поверхности, омываемой газовой средой с различными температурами при несимметричных температурах оснований сплошного ребра и неравных значениях коэффициентов теплоотдачи. Представлено решение задачи о передаче теплоты через плоское ребро постоянного сечения при различных температурах концевых источников, неодинаковых температурах сред и различных коэффициентах теплоотдачи на поверхностях ребра. Расчетные зависимости могут быть использованы для проектирования теплообменных устройств в энергетических установках, системах технологического сельскохозяйственного оборудования, систем кондиционирования, вентиляции и теплоснабжения.

68

АГРАРНЫЙ НАУЧНЫЙ ЖУРНАЛ

2
2020



Введение. В настоящее время для децентрализованного теплоснабжения сельской местности используются индивидуальные котлы. Наибольшее распространение получили котлы, в которых теплообменник выполнен из оребренных чугунных секций. Оребренные поверхности обычно обогреваются одновременно как со стороны топки, так и со стороны конвективного потока топочных газов. Температура обогрева ребер носит несимметричный характер, что затрудняет использование традиционных методик, применяемых для расчета оребренных теплообменных поверхностей [1–7]. Теплоотдача между газом и поверхностью теплообмена на порядок меньше, чем между омывающей ее с другой стороны жидкостью. Повсеместное использование оребренных теплообменных поверхностей позволяет поднимать теплообмен со стороны газовой среды до уровня теплоотдачи со стороны жидкости, что является необходимым условием для увеличения теплопередачи между газообразным и жидким теплоносителями. Создание компактных высокоэффективных теплообменных устройств важно не только для энергетических установок, но и для установок систем кондиционирования и

вентиляции сельскохозяйственного технологического оборудования, в которых все отводимое тепло по условиям их работы должно быть передано в атмосферу. Относительно низкие значения коэффициентов теплоотдачи от поверхности охлаждения к воздуху вынуждают максимально развивать площади теплообменных поверхностей, что приводит к увеличению веса, габаритных размеров и расхода металла (большей частью цветного) на указанные теплообменники.

Теория передачи теплоты через ребра полуограниченной длины или при симметричных граничных условиях (равных температур оснований ребер, одинаковых температур сред, омывающих поверхности ребер, и равных коэффициентах теплоотдачи) разработана достаточно полно, и для этого случая имеются расчетные формулы, позволяющие выполнять конструкторские и поверочные расчеты теплообменных аппаратов, работающих в указанных или близких к ним условиях [1–6].

Использование зависимостей, полученных при симметричных граничных условиях, не всегда корректно и может привести к ошибочным расчетам оребренных теплообменных поверхностей, рабо-

тающих при резко несимметричных температурах газообразных сред и различных температурах концевых источников. Это в свою очередь скажется на эффективной и надежной работе проектируемого теплообменного оборудования, например, при плавниковом оребрении экранных труб в топке котлов и труб в газопотоках.

В работе [5] представлено решение задачи при несимметричных условиях обогрева ребра теплообменника, но одинаковых температурах омывающих сред, а следовательно, одинаковых коэффициентов теплоотдачи. В реальных условиях равенства температур и коэффициентах теплоотдачи не выполняются и носят резко выраженный несимметричный характер. Например, при сплошном пластинчатом оребрении трубок воздухоподогревателя вследствие петлевого движения жидкости по трубам температура теплоносителя изменяется, что приводит к неравенству температуры концов одного и того же ребра. Поверхность плоского ребра омывается с каждой стороны потоком газа, имеющим разные температуры. Нередко коэффициенты теплоотдачи между газом и поверхностями одного ребра имеют неодинаковые значения. Например, в последнее время в целях интенсификации теплообмена в топках и водогрейных котлов малой и средней мощности широко применяют так называемое плавниковое оребрение труб. Сплошное плавниковое оребрение труб в котлах используют в качестве перегородок, образующих плотные газоходы котла. Дымовые газы, омывающие указанные теплообменные поверхности с каждой стороны, имеют разные температуры и разные коэффициенты теплоотдачи.

В настоящей работе дано решение задачи о передаче теплоты через плоское ребро постоянного сечения при различных температурах концевых источников, неодинаковых температурах сред и различных коэффициентах теплоотдачи на поверхностях ребра.

Методика исследований. Рассмотрим задачу о передаче тепла через тонкое ребро постоянного сечения f длиной h , расположенное между двумя концевыми нагревателями или охладителями с неравными температурами t_a и t_b (рис. 1, 2), здесь ($t_a \neq t_b$).

Поверхность рассматриваемого плоского ребра, выполненного из материала теплопроводностью λ , Вт/мК, с одной стороны омывается потоком газа с температурой t_{f1} , а с другой – средой с температурой t_{f2} . Коэффициенты теплоотдачи с каждой из сторон соответственно α_1 и α_2 .

Такой случай может иметь место, например, в котловой установке при оребрении теплообменника, омываемом дымовыми газами со стороны топки и трубного пучка одновременно.

Запишем выражение для количества тепла, передаваемого от омываемых с каждой стороны ребра сред к элементу ребра длиной dx в единицу времени путем конвекции.

$$dQ_u = [\alpha_1(t_{f1} - t) + \alpha_2(t_{f2} - t)]Z dx, \quad (1)$$

где Z – ширина ребра, м.

Так как толщина ребра $\delta \ll Z$, то теплоотдачу с торцевых сторон отдельно не рассматриваем.

Термическим сопротивлением по толщине ребра пренебрегаем и предполагаем температуру поверхности по периметру сечения ребра t одинаковой.

Количество тепла, передаваемое в единицу времени в направлении основания ребра путем теплопроводности:

$$-Q_x + Q_{x+dx} = -\lambda f \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} dx. \quad (2)$$

На основании закона сохранения энергии для выделенного элемента можно написать следующее уравнение стационарного теплового режима:

$$-\lambda f \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = Z[\alpha_1(t_{f1} - t) + \alpha_2(t_{f2} - t)], \quad (3)$$

или

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} - \frac{Z}{\lambda f} (\alpha_1 + \alpha_2)t + \frac{Z}{\lambda f} (\alpha_1 t_{f1} + \alpha_2 t_{f2}) = 0. \quad (4)$$

Введем обозначения:

$$\frac{Z}{\lambda f} (\alpha_1 + \alpha_2) = m_1^2, \quad (5)$$

$$\frac{\alpha_1 t_{f1} + \alpha_2 t_{f2}}{\alpha_1 + \alpha_2} = t_\alpha. \quad (6)$$



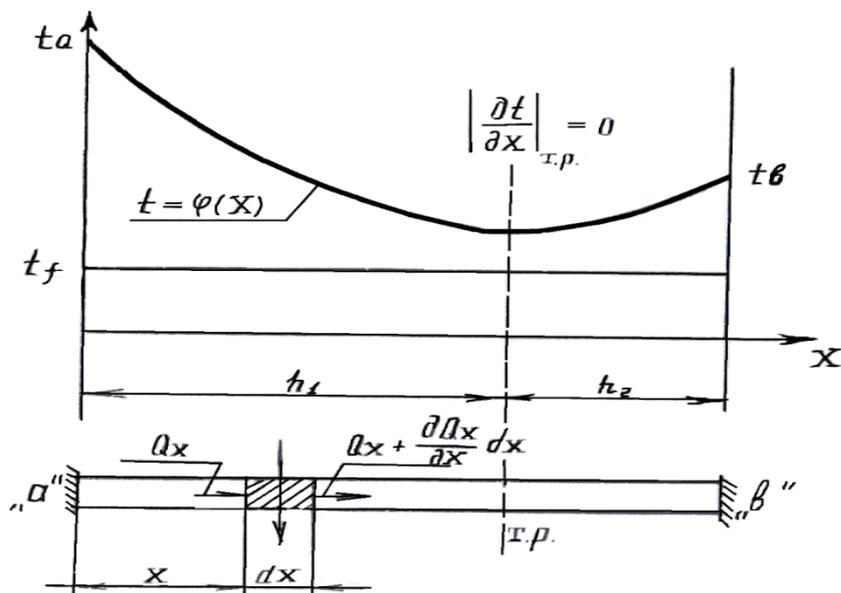


Рис. 1. Распределение температуры вдоль ребра с концевыми нагревателями при $t_a > t_b > t_f$

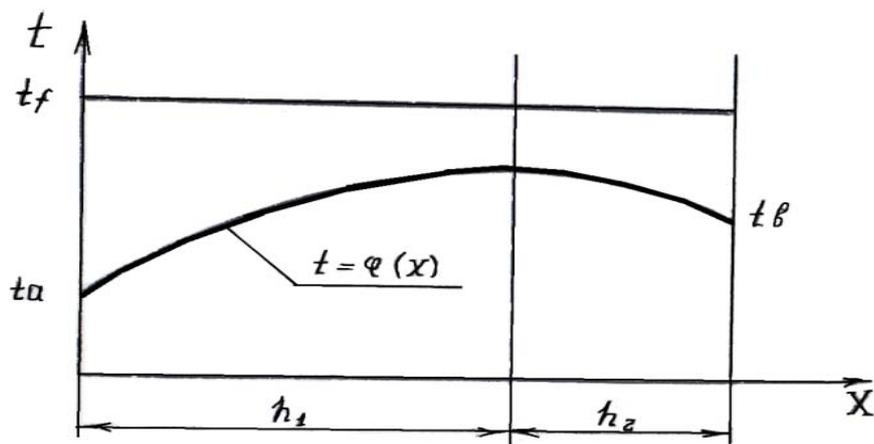


Рис. 2. Распределение температуры вдоль ребра с концевыми нагревателями при $t_a < t_b < t_f$

Введением приведенной температуры среды t_α , что отображено на рис. 3, дифференциальное уравнение (4) можно привести к следующему виду:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - m_1^2 (t_\alpha - t) = 0. \quad (7)$$

Следовательно, избыточная температура вдоль ребра $\vartheta = (t_\alpha - t)$ в этом случае изменяется по закону

$$\vartheta = c'_1 e^{mx} + c''_1 e^{-mx}. \quad (8)$$

Из граничных условий:
 $x = h_1$

$$\left| \frac{d\vartheta}{dx} \right|_{h_1} = 0;$$

$$x = 0$$

$$\vartheta = t_\alpha - t_a.$$

Найдем постоянные:

$$c'_1 = \frac{(t_\alpha - t_a) e^{-mh_1}}{e^{mh_1} + e^{-mh_1}}; \quad (9)$$

$$c''_1 = \frac{(t_\alpha - t_a) e^{mh_1}}{e^{mh_1} + e^{-mh_1}}. \quad (10)$$

Результаты исследований. Распределение температуры по высоте ребра определяют по следующим формулам:

$$\vartheta_1 = (t_\alpha - t_a) \frac{\operatorname{ch}[m(h_1 - x)]}{\operatorname{ch}(mh_1)}, \quad (11)$$

где $0 \leq x \leq h_1$ (отсчет от основания «а»):



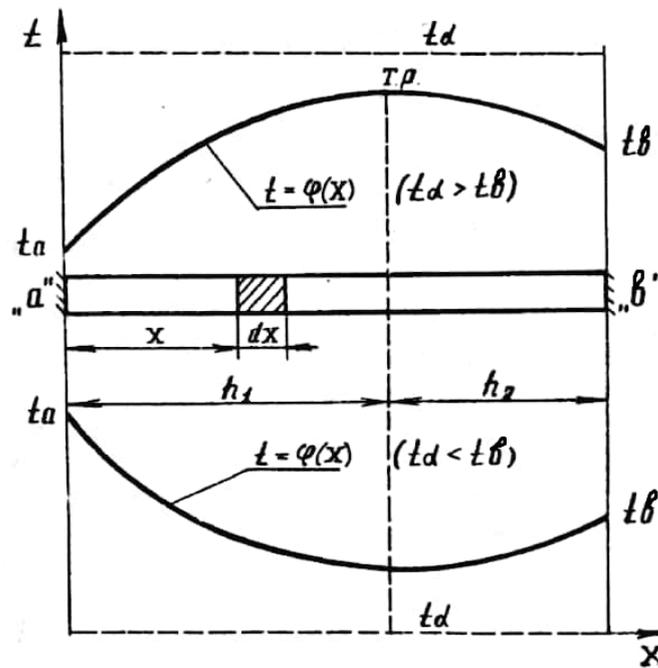


Рис. 3. Распределение температуры вдоль приведенной температуры среды t_a

$$\vartheta_2 = (t_a - t_b) \frac{ch[m(h_2 - x)]}{ch(mh_2)}, \quad (12)$$

где $0 \leq x \leq h_2$ (отсчет от основания «b»).

При $x = h_1$

$$\vartheta_1 = \frac{t_a - t_a}{ch(mh_1)}. \quad (13)$$

Тепловой поток через левое основание ребра «a»:

$$Q_1 = -\lambda f \left. \frac{\partial \vartheta_1}{\partial x_1} \right|_{x=0} = -\lambda f m (c'_1 - c''_1) = \lambda f m (t_a - t_a) th(mh_1). \quad (14)$$

Учитывая, что

$$m = \pm \sqrt{\frac{Z(\alpha_1 + \alpha_2)}{\lambda f}},$$

получим:

$$Q_1 = Z \sqrt{\lambda \delta (\alpha_1 + \alpha_2)} \times (t_a - t_d) th \left(h_1 \sqrt{\frac{(\alpha_1 + \alpha_2)}{\lambda \delta}} \right), \quad (15)$$

где δ – толщина ребра, $\delta = f/z$, м.

Аналогично, тепловой поток через другое основание ребра:

$$Q_2 = Z \sqrt{\lambda \delta (\alpha_1 + \alpha_2)} \times (t_a - t_b) th \left(h_2 \sqrt{\frac{(\alpha_1 + \alpha_2)}{\lambda \delta}} \right). \quad (16)$$

Полный тепловой поток:

$$Q = Q_1 + Q_2.$$

Положение сечения теплораздела может быть найдено из уравнения

$$\frac{t_a - t_a}{ch(mh_1)} = \frac{t_a - t_b}{ch[m(h - h_1)]}. \quad (17)$$

Решения (15), (16) и (17) являются более общими, чем полученные при одинаковых симметричных условиях.

В зависимости от значения приведенной температуры сред (6) могут иметь место следующие случаи передачи тепла через ребренную поверхность.

1) если величина t_a больше большого значения температуры основания ребра, например, t_a (при $t_a > t_b$), или меньше значения t_b , то по всему ребру направление теплового потока однозначно;

2) если t_a больше, чем t_a , но меньше t_b , то часть поверхности ребра будет являться



тепловоспринимающей, а другая часть теплоотдающей.

Заключение. Полученные расчетные формулы (15–17) позволяют дать количественную оценку влияния несимметричности граничных условий (неравных температур омывающих сред и различных коэффициентов теплоотдачи) на теплопередачу через оребренную теплообменную поверхность как котловых установок, так и большинства теплообменных аппаратов, имеющих сплошное коллективное оребрение.

Представленные зависимости могут быть использованы как при конструкторских расчетах различных теплообменных устройств с оребренными поверхностями, так и при поверочных расчетах теплообменных аппаратов, например, для анализа изменения эффективности оребрения при нарушении симметричности в граничных условиях в процессе эксплуатации.

Полученные расчетные формулы могут оказаться весьма полезными при выборе оптимальных конструктивных размеров и компоновки теплообменников сельскохозяйственного технологического оборудования, работающих в условиях неравных температур сред, омывающих газоплотную оребренную поверхность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. 2-е изд. – М., 1977. – 344 с.
2. Овсянник А.В. Расчет оребренных поверхностей теплообмена при кипении на них

жидкостей // Вестник ГГТУ. – 2012. – № 4. – С. 47–51.

3. Письменный Е.Н. Теплообмен аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. – Киев. Альтерпрес, 2004. – 244 с.

4. Трубчатые ребристые поверхности с интенсифицированным теплообменом и технология их изготовления для аппаратов воздушного охлаждения энергетического комплекса / В.Б. Кунтыш [и др.] // БГТУ. – 2013.

5. Aksenov A. Heat transfer from the collective finning of pipes in heat exchangers under asymmetric boundary conditions // Scopus_2019_E. E3SWeb of Conferens. 2019. Vol. 91(2009).

6. Ivanov M.V., Russu N.A., Lobdenko E.I. Estimation of intensity of heat exchange helically ribbed tube // Tyumen State University of Architecture and Civil Engineering. 2010.

7. Lagutin A.F., Stoyanov P.F. Numerical Analysis of Aerodynamic Characteristics of the Finned Surfaces with Cross-inclined Fins. // Problem Energetic Regional. 2016. 3(32). P. 91–106.

Аксенов Андрей Константинович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция», Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, Россия.

129337, г. Москва, Ярославское шоссе, 26.
Тел.: (495) 781-80-07.

Ключевые слова: технологическое сельскохозяйственное оборудование; оребренная теплообменная поверхность; котельная установка; несимметричные граничные условия теплообмена.

CALCULATION OF HEAT TRANSFER FROM A CONTINUOUS FIN OF A HEAT EXCHANGER UNDER CONDITIONS OF UNEQUAL TEMPERATURES OF GAS FLOWS AND THE BASE OF THE RIBS

Aksenov Andrey Konstantinovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Heat and Gas Supply and Ventilation", National Research Moscow State University of Civil Engineering, Russia.

Keywords: technological agricultural equipment; finned heat transfer surface; boiler plant; asymmetric boundary conditions of heat transfer.

The solution of the problem of heat flux from a fin surface washed by gaseous media with differ-

ent temperatures at asymmetric temperatures of the solid rib bases and unequal values of the heat transfer coefficients is obtained. The solution of the problem of heat transfer through a flat rib of constant cross section at different temperatures of the end sources, unequal media temperatures and different heat transfer coefficients on the surfaces of the rib is presented. The calculated dependencies can be used for designing heat-exchange devices in power plants, agricultural technological equipment systems, air conditioning, ventilation and heat supply systems.

