

19. Аулін В.В. Визначення технологічних параметрів лазерної обробки деталей з урахуванням специфіки впливу променю на конструкційні матеріали / В.В.Аулін, О.Й.Мажейка, Є.К. Солових // Вісник академії інженерних наук. – №2. – 2002. – С. 30-25.
20. Пат. 48190 Україна, МПК(2009) B23K 26/00. Спосіб отримання самозагострюваних різальних елементів деталей машин / Аулін В.В., Бобрицький В.М., Тихий А.А., Лисенко С.В. та ін.; заявник і патентотримувач Кіровоградський національний технічний університет. – №u200909376; заявл. 11.09.2009; опубл. 10.03.2010; Бюл.№ 5.
21. Пат. 33420 Україна, МПК A01B 7/00 (2006). Дисковий робочий орган ґрунтообробних знарядь / Аулін В.В., Зайцев О.Ю., Жулай О.Ю., Бобрицький В.М. та ін.; заявник і патентотримувач Кіровоградський національний технічний університет. – №u200800971; заявл. 28.01.2008; опубл. 25.06.2008; Бюл.№ 12.

Viktor Aulin, Sergey Lysenko

Kirovohrad national technical university

Artiom Bilyk

Hmelnickiy National University

Tribophysical and physical-technological substantiation of the combined functional-directional reinforcement and modification of parts and working elements AM

Given tribophysical justification mechanism reduce the intensity of the different kinds of friction and wear of parts and working elements of agricultural machinery (AM) change and improve the adhesion strength properties of reinforced and modified layers with effects on materials of the laser radiation (LR). Thus considered multifactor impact LR, regularities of structural-phase state of the surface layers, the interfacial stress and stimulate the creation of dislocations and stacking faults, increasing their density and satiety defects intercrystalline regions, the role of small and large angular boundaries in pattern formation, grinding grain carbides, oxides and borides increase the solubility of alloying elements. It is found that the mechanism of strengthening and modification of surface structures in the field of LR is determined by the physical properties of individual phase components and the nature of interfacial interactions.

It is shown that the solution of problems of increasing the durability of parts and working elements AM using LR is based on establishing a relationship between the level of its energy impact conditions tribomechanical stress during operation. The principles of physical and technological justification functional-directional reinforcement and development of the scheme combined reinforcing effect on the working surface of the component (working element) AM. For functional-directional reinforcement and modification of developed technologies and technological schemes for their implementation using LR. The proposed technology manufacturing parts and working elements of laser cutting. The technological scheme and the results confirm the efficiency of the technology and their rationale.

tribotechnical and physical-technological substantiation, laser radiation, strengthening, modification, function-directional hardening, laser cutting, wear self-organization

Одержано 21.11.14

УДК 621.175

П.А. Барабаш, ст. научн. сотр, канд. техн. наук, Я.Е. Трокоз, научн. сотр.

Национальный технический университет Украины «КПИ»

В.В. Горин, ст. научн. сотр., канд. техн. наук

Коростенский завод химического машиностроения «Химмаш»

Состояние вопроса о гидродинамике и теплообмене турбулентного потока рабочего тела внутри труб

В работе приведен анализ опубликованных исследований по гидродинамике и теплообмене турбулентного потока рабочего тела внутри труб с продольным оребрением.

гидродинамика и теплообмен потока рабочего тела, продольно-оребрённая труба, турбулентное течение, конвективная теплоотдача, аппараты воздушного охлаждения

П.О. Барабаш, ст. наук. співр., канд. техн. наук, Я.Є. Трокоз, наук. співр.

Національний технічний університет України «КПІ»

В.В. Горін, ст. наук. співр., канд. техн. наук

Коростенський завод хімічного машинобудування «Хіммаш»

Стан питання гідродинаміки та теплообміну турбулентного потоку робочого тіла всередині труб

У роботі наведено аналіз опублікованих досліджень з гідродинаміки і теплообміну турбулентного потоку робочого тіла всередині труб з поздовжнім оребренням.

гідродинаміка і теплообмін потоку робочого тіла, поздовжньо-оребрена труба, турбулентний плин, конвективна тепловіддача, апарати повітряного охолодження

Введение. Проблемы развития сельскохозяйственного машиностроения тесно взаимосвязаны с развитием агропромышленного комплекса. Одной из важнейших проблем достижения высокого урожая является наличие у производителей сельхозпродукции необходимого количества минеральных удобрений.

В технологических схемах производства удобрений используются в т.ч. и аппараты воздушного охлаждения (АВО), которые в силу своей универсальности и экономичности, имеют достаточно широкую область применения.

В частности, данное оборудование находит своё идеальное применение, в условиях ограничений среды и пространства, когда необходимы большая тепловая мощность и надёжность при низком уровне шума.

Данный класс аппаратов находит свое применение в установках синтеза аммиака, крекинга и реформинга углеводородов, в производстве метанола, хлорорганических продуктов, в производстве метанола и, в качестве дефлегматора, в схеме ректификации уксусной кислоты.

Такое широкое применение АВО делает весьма актуальной задачу снижения их материалоемкости, которую можно обеспечить за счет интенсификации процессов теплообмена в этих аппаратах.

В АВО применяют биметаллические трубы, в которых наружная сторона имеет алюминиевое оребрение (коэффициент оребрения 10; 15; 20), а внутренняя поверхность – гладкая. Соотношение коэффициентов теплоотдачи с наружной и внутренней стороны таких труб таково, что имеет прямой смысл интенсификация теплоотдачи с внутренней стороны биметаллических труб.

Одним из возможных путей решения этой задачи является применение продольного оребрения на внутренней поверхности рассматриваемых труб.

Поэтому на начальной стадии решения задачи, для дальнейшей разработки методики расчета АВО и получения оптимальных параметров профилирования, с точки зрения теплопередачи и снижения материалоемкости таких аппаратов, является изучение состояния вопроса об интенсификации конвективного теплообмена при движении теплоносителя внутри продольно-оребрённых труб.

1. Гидродинамика потока рабочего тела внутри продольно-оребрённой трубы.

Исследования турбулентного течения потока рабочего тела для труб с формами поперечных сечений, близкими к круглой (круг с одним или двумя пазами на внутренней поверхности стенок, звездообразная форма) впервые опубликовано в работах [1,2]. Согласно их данным коэффициент сопротивления для таких труб λ_n может быть выражен через коэффициент сопротивления труб круглого сечения λ с помощью поправочного коэффициента k_n :

$$\lambda_n = \lambda \cdot \kappa_n,$$

где λ рассчитывается при тех же числах $Re = w \cdot D / \nu = w \cdot D_z / \nu$,

$D_z = 4 f / p$ – гидравлический диаметр, м;

D – внутренний диаметр трубы, м;

Dw – скорость течения среды, м/с;

f – величина поперечного сечения трубы, м²;

p – величина смоченного периметра трубы, м;

ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

По данным [1,2] для таких труб при всех режимах течения рабочего тела можно принять $\kappa_n \approx 1,0$.

Экспериментальному изучению вопроса об изменении сопротивления при неизотермическом движении жидкости в продольно-оребрённых трубах была посвящена работа [3]. В ней в качестве рабочего тела использовалось трансформаторное масло, движущееся в трубе с продольными трапецевидными ребрами. Высота ребер изменялась в пределах $h_p = 2,6...5,9$ мм, толщина у вершины – $\delta_e = 0,4...0,9$ мм, толщина у основания – $\delta_n = 1,5...2,0$ мм, количество ребер – $n = 4...8$ штук. Число изменялось в диапазоне $Re = 200...16000$.

Было отмечено, что теплообмен оказывает влияние на сопротивление, однако в области турбулентного режима при увеличении Re сопротивление все меньше отличается от изотермического.

Обработка данных в [3] показала, что λ_n для оребренных труб можно получить умножением λ при изотермическом движении жидкости на комплекс D_z / ν , $(Pr_c / Pr_{жс})^m$:

$$\lambda_n = \lambda (Pr_c / Pr_{жс})^m, \quad (1)$$

где $Pr_c, Pr_{жс}$ – соответственно числа Прандтля при температурах стенки и жидкости;

$m = 0,12 + 0,31\chi - 0,26\chi^2$, (при $0 \leq \chi \leq 1,32$ и турбулентном режиме течения жидкости);

$$\chi = h / 2\beta d_s;$$

h – высота ребра, мм;

2β – угол сектора межреберного пространства;

d_s – эквивалентный диаметр:

$$d_s = 4 f / p = (\pi d^2 - 2 \Sigma h_i (a_i - b_i)) / (\pi d + \Sigma (2h_i + b_i - a_i)),$$

где d – диаметр трубы, мм;

a_i – толщина ребра у основания, мм;

b_i – толщина ребра у вершины, мм.

В заданном диапазоне изменения χ при турбулентном режиме движения жидкости $0,08 \leq m \leq 0,21$. При этом для природного газа $(Pr_c / Pr_{жс})^m \leq 1,004$. Следовательно, при турбулентном режиме движения природного газа в трубах с продольными ребрами изменением коэффициента трения, обусловленным неизотермичностью потока рабочего тела можно пренебречь.

Исследование распределения скорости движения среды в трубах с внутренним продольным оребрением проводилось в работе [4].

Учитывая, что движение среды в трубах с внутренними ребрами можно представить как движение основного потока и z спутных потоков в межреберных каналах, и что трубы исследуемой конструкции имеют межреберные каналы приблизительно постоянной ширины по высоте, авторы [4] измеряли распределение скоростей в модели прямоугольного сечения имитирующей отдельный межреберный канал и прилегающую область ядра потока для продольно-ребренных труб диаметрами $\varnothing 42 \times 4$ и $\varnothing 57 \times 4,5$ с количеством ребер $n=11$ и $n=12$ соответственно. При проведении опытов высота межреберного канала и его ширина менялись. Исследовалось распределение скорости при изотермическом движении воды (при изменении ширины $a=2b$ и высоты h межреберного канала в пределах $0,09 \leq 2b/h \leq 1,2$ и изменении числа $Re = 30000 \dots 100000$) и воздуха ($0,25 \leq 2b/h \leq 1,9$ и $Re = 70000 \dots 250000$).

Наблюдения показали, что в большинстве исследованных каналов как в основном потоке, так и в межреберном канале имело место турбулентное движение. Только в каналах с $2b/h \leq 0,2$ при значениях $Re < 50000$ в межреберных каналах наблюдался переход к ламинарному течению.

Величина скорости на границе сопряжения межреберного канала с основным потоком $w_{к.макс}$ согласно [4] зависит от гидродинамических и геометрических характеристик основного потока и ширины межреберного канала $2b$ и определяется по уравнению:

$$w_{к.макс} = 1,35(2b/d_{э.о})^{1,25} Re_o v / 2b,$$

где $d_{э.о}$ – диаметр между торцами ребер оребренной трубы;

$$Re_o = wd_{э.о} / \nu;$$

w – среднерасходная скорость.

Средняя скорость по осевому сечению межреберного канала $w_{о.к}$ как исходная величина для определения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления определяется в, соответствии с [4], как произведение среднерасходной скорости в оребренной трубе и некоторого комплекса:

$$w_{о.к} = 1,22w(2b/d_{э.о})^{0,25}(1 - \exp(-3,8d_{э.к}/h)), \quad (3)$$

$$\text{где } w_{э.к} = 4bh/(b+h).$$

Формула (3) пригодна для труб с продольным внутренним оребрением при отношении площади сечения основного потока F_o к площади сечения каналов между ребрами F_k , равном $F_o / F_k = 20 \dots 100$, $30000 \leq Re \leq 250000$, $0,06 < 2b/d_{э.о} \leq 0,45$, $0,17 < d_{э.к}/h \leq 2$.

Автор работ [5,6] построил эмпирическую корреляцию, связывающую коэффициент трения с геометрическими параметрами продольно оребренных труб. Он использовал гидравлический диаметр в уравнении для коэффициента трения Блазиуса и, обнаружив, что при таком подходе получаются завышенные значения λ , предложил эмпирический поправочный коэффициент, равный:

$$K_\lambda = (S/S_{эл})^{0,5} \cos^{0,5} \gamma, \quad (4)$$

где S – площадь поперечного сечения потока;

$S_{эл}$ – площадь поперечного сечения гладкого канала;

γ – угол между осями ребра и трубы.

В [5,6] в качестве рабочих жидкостей использовались воздух, вода, смесь этиленгликоля с водой. Уравнение (4) справедливо в диапазоне изменения числа Re , определенного по гидравлическому диаметру, $Re = 10000 \dots 100000$. Однако, такие

параметры как безразмерная высота ребра и относительный шаг ребер, от которых должен, по-видимому, зависеть λ , в явной форме в (4) не учитываются.

Таким образом, из работ [5,6] следует, что при использовании понятия гидравлического диаметра оказываются завышенными значения λ для оребренной трубы. Эксперименты [4] показали, что этот результат обусловлен снижением скорости в межреберной области.

Попытка создания теоретической модели для расчета λ при турбулентном течении в каналах с внутренними ребрами была предпринята в работе [7]. Она основана на законе стенки и применении логарифмического распределения скорости к межреберному пространству (между каждой стенкой его и биссектрисой угла между ними) и ядру потока. Получено выражение для коэффициента трения, результаты расчета по которому отличаются не более чем на $\pm 10\%$ от экспериментальных данных [5,6]. Согласно [7] геометрический поправочный коэффициент для формулы Блазиуса, в которой коэффициент трения выражен через гидравлический диаметр, равен:

$$K_{\lambda} = (h/2b)^{0,057} (p/D_i)^{0,124} (h/D_i)^{0,17},$$

где p – шаг ребер;

D_i – для оребренной трубы диаметр, определяемый по основанию ребер.

В заключении необходимо отметить, что вышеприведенные работы были посвящены исследованию зависимости коэффициента λ от геометрических характеристик продольно профилированных труб при турбулентном течении теплоносителя в области гидравлических сопротивлений, где он определяется по зависимости Блазиуса, т.е. в области гидравлически гладких труб.

Для потока природного газа в трубах АВО реализуется область гидравлических сопротивлений, получившая название области гидравлически шероховатых труб, когда выступы шероховатости труб (величина эквивалентной шероховатости стальных сварных труб $\Delta_{\text{экв}}$ составляет $\Delta_{\text{экв}} = 0,1 \text{ мм}$ ([1]) выходят за пределы вязкого подслоя. В этой области (которая характеризуется тем, что $(\text{Re} \Delta_{\text{экв}} / D) \gg 500$) отрывное обтекание выступов сводит сопротивление трения к сопротивлению обтекания тел с резкими изменениями их конфигурации, которое не зависит от скорости протекания рабочего тела в канале. Исследования λ для продольно-оребранных труб в этой области не проводились.

2. Конвективная теплоотдача при течении теплоносителя внутри продольно-оребрной трубы.

Экспериментальному изучению теплоотдачи в трубах с продольными ребрами посвящена работа [8]. В ней в качестве рабочего тела использовалось трансформаторное масло, движущееся в трубе с продольными трапециевидными ребрами. Высота ребер изменялась от 2,6 до 5,9 мм, толщина у вершины – 0,4...0,9 мм, толщина у основания – 1,5...2,0 мм, количество ребер – 4...8 штук. Число Re изменялось от 200 до 16000, критерий $\text{Pr} = 70...145$.

Была получена для коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме течения теплоносителя критериальная зависимость вида:

$$\text{Nu} = C_4 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}_{\text{жс}}^{0,43} (\text{Pr}_{\text{жс}} / \text{Pr}_c)^{0,25},$$

где C_4 – коэффициент, определяемый по графику $C_4 = f(\text{Pr}_{\text{жс}})$ для конкретных опытных труб, приведенный в [8].

Влияние Pr и χ (формула (1)) на теплоотдачу в области $\text{Pr}_{\text{жс}} < 70$ нуждается, согласно [8], в дополнительном исследовании.

Результаты исследования распределения коэффициентов теплоотдачи на отдельных элементах внутренней оребренной продольными ребрами поверхности труб приводятся в [9].

Исследование [9] проводилось на аэродинамической трубе с поперечным сечением опытного участка, моделирующим основной поток в не загроможденном ребрами пространстве трубы и спутный поток в межреберном канале. Гидродинамическая структура спутного потока в таком канале определялась только скоростью течения в плоскости сопряжения его с основным потоком и размерами межреберного канала.

Опытный участок обогревался слегка перегретым паром с $P = 16 \text{ бар}$ и $T = 102...105^\circ \text{C}$. Для определения коэффициентов теплоотдачи по периметру моделирующего канала были предусмотрены конденсаторные камеры. По количеству собранного конденсата определялись коэффициенты теплоотдачи на торце ребра α_m , на боковой грани ребра α_p и на стенке между ребрами α_{cm} . Конструкция установки давала возможность изменять отношение ширины $2b$ к высоте h исследуемых межреберных каналов в диапазоне $0,25 \leq 2b/h \leq 1,9$.

В результате получено, что в межреберных каналах имеет место значительная неравномерность интенсивности теплообмена по высоте ребра. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи находится на торцах ребер, минимальное – на стенке трубы между ребрами. Характер изменения локальных коэффициентов теплоотдачи в канале между ребрами в значительной мере зависит от отношения $2b/h$, при этом в узких каналах неравномерность интенсивности теплоотдачи по периметру существенно больше, чем в широких. В области исследованных параметров для $2b/h = 0,25...1,9$ $\alpha_m / \alpha_p = 1,1...1,7$.

Средний коэффициент теплоотдачи на торце ребра α_m зависит от средней скорости потока и эквивалентного диаметра части сечения, не загроможденного ребрами:

$$\bar{Nu}_m = 0,21 Re_0^{0,8} Pr_{жс}^{0,43}, \quad (5)$$

где диапазон применения в (8) $Re_0 = w d_{э,о} / \nu = 65000...240000$.

Средний коэффициент теплоотдачи на стенке трубы между ребрами α_{cm} :

$$\bar{Nu}_m = 0,0144 (2b/h)^{0,63} Re_{\kappa}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43}, \quad (6)$$

Средний коэффициент теплоотдачи по высоте ребра:

$$\bar{Nu}_p = 0,0158 Re_{\kappa}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43}, \quad (7)$$

где диапазон применения в (6) и (7) $Re_{\kappa} = w_{о,к} d_{э,к} / \nu = 5000...100000$.

Средний по периметру оребренной поверхности коэффициент теплоотдачи с учетом (5)...(7) равен:

$$\bar{\alpha} = (\alpha_{cm} b + \alpha_p h + \alpha_m \delta_m) / (b + h + \delta_m),$$

где $2\delta_m$ – толщина ребра на его торце.

Автор работ [5,6] построил эмпирическую корреляцию, связывающую коэффициент теплоотдачи с геометрическими параметрами продольно-оребранных труб. Он использовал гидравлический диаметр в числах Nu и Re , входящих в уравнение Диттуса – Болтера:

$$Nu_{DB} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

и, экспериментально обнаружив, что при таком подходе получаются завышенные значения α , предложил эмпирический поправочный коэффициент, равный:

$$\frac{Nu}{Nu_{DB}} = (S / S_o)^{0,1} (F_r / F)^{0,5} \sec^3 \gamma, \quad (8)$$

где S, S_o – соответственно площадь поперечного сечения оребренной трубы и ядра потока в ней;

F_r, F – соответственно площадь теплообменной поверхности гладкой трубы (внутренний диаметр равен диаметру у основания ребер) и оребренной трубы; γ – угол между осями ребра и трубы.

В [5,6] в качестве рабочих жидкостей использовались воздух, вода, смесь этиленгликоля с водой. Уравнение (8) справедливо в диапазоне изменения числа Re, определенного по гидравлическому диаметру, от 10000 до 100000. Однако, такие параметры как безразмерная высота ребра и относительный шаг ребер, от которых должен, по-видимому, зависеть α , в явной форме в (8) не входят.

Теоретическому анализу теплоотдачи от турбулентного потока рабочего тела, текущего внутри продольно-оребренной трубы посвящена работа [10].

В ней авторы, используя разработанную ими модель пути перемешивания, в которую входит одна варьируемая константа, определяемая из экспериментальных данных по теплообмену внутри оребренной трубы, качественно подтвердили результаты исследования, приведенные в [9].

Результаты расчетов в [10] показали, что локальный коэффициент теплоотдачи от ребра значительно изменяется по его высоте, принимая наименьшее значение в основании и наибольшее значение на торце. Несколько меньшие изменения локального коэффициента теплоотдачи имеют место в межреберном пространстве. Установлено, что, в расчете на единицу площади, ребра являются более эффективной поверхностью теплообмена чем стенка трубы.

Количественные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении рабочего тела внутри продольно оребренной трубы в работе [10] не приведены.

Выводы:

1. При турбулентном режиме движения природного газа в трубах с продольными ребрами изменением коэффициента трения, обусловленным неизотермичностью потока рабочего тела можно пренебречь.

2. В межреберных каналах труб с внутренними продольными ребрами имеет место значительная неравномерность интенсивности теплообмена по высоте ребра.

3. Коэффициенты теплоотдачи на стенке между ребрами и на боковой поверхности ребер характеризуются средней скоростью в межреберных каналах и их геометрическими размерами, а на торцах ребер зависят от средней скорости потока и эквивалентного диаметра части сечения, не загроможденного ребрами.

4. Результаты обзора позволяют обосновать и разработать методику расчета аппаратов воздушного охлаждения, широко применяемых на газокomppressorных станциях, а также расчетным путем получить оптимальные параметры продольного профилирования труб.

Список литературы

1. Идельчик И.Е. Справочник: Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
3. Васильченко Ю.А. Сопротивление при неизотермическом движении жидкости в трубах с продольными ребрами / Ю.А.Васильченко, М.С. Барбарицкая // Теплоэнергетика. – 1969. – № 1. – С.17.

4. Орнатский А.П. Исследование распределения скорости в трубах с внутренним продольным оребрением / А.П.Орнатский, В.К.Щербаков, М.Г.Семена // Теплоэнергетика. – 1970. – № 2. – С.75.
5. Carnavos T.C. Cooling Air in Turbulent Flow with Internally Finned Tubes: 17th National Heat Transfer Conf., Aug.1977: AIChE Paper presented. - Salt Lake City, UT, 1977.
6. Carnavos T.C. Heat Transfer Performans of Internally Finnet Tubes in Turbulent Flow: 18th National Heat Transfer Conf., Aug. 1979: AIChE Paper presented. - San Diego, CA, 1979.
7. Уэбб С. Теоретическая модель для расчета коэффициента трения при турбулентном течении в канале с внутренними ребрами / С. Уэбб // Теплопередача. – 1974. – №3. – С.19.
8. Васильченко Ю.А. Теплоотдача в трубах с продольными ребрами / Ю.А.Васильченко, М.С. Барбарицкая // Теплоэнергетика. – 1969. – № 5. – С. 66.
9. Орнатский А.П. Исследование теплоотдачи в межреберных каналах труб с внутренним продольным оребрением / А.П.Орнатский, В.К.Щербаков, М.Г.Семена // Теплоэнергетика. – 1970. – № 11. – С. 68.
10. Патанкар С. Анализ турбулентного течения и теплообмена в трубах и кольцевых каналах с внутренними ребрами / С. Патанкар, Спэрроу // Теплопередача. – 1979. – № 1. – С.33.
11. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А.Большакова. - К.: Вища школа, 1984. - 343 с.
12. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
13. Эккерт Э.Р. Теория тепло- и массообмена / Э.Р. Эккерт, Р.М. Дрейк. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 680 с.
14. Ройзен Л.И. Тепловой расчет оребренных поверхностей / Л.И. Ройзен, И.Н. Дулькин. – М.: Энергия, 1972. – 256 с.

Petr Barabash, Yaroslav Trokoz

National Technical University of Ukraine "KPI"

Vladimir Gorin

Korostensky chemical engineering plant "Chimmash"

The paper provides an analysis of published studies on hydrodynamics and heat transfer of turbulent flow of the working fluid within the tubes with longitudinal fins

Widespread use of air coolers (ABO) in gas compressor stations makes it very urgent to reduce their consumption of materials, which can be achieved through intensification of heat transfer processes in these devices.

The study of the state of the question of the intensification of convective heat transfer in the heat-transfer medium moving inside the tubes and allow to justify the method of calculation of air coolers are widely used in gas compressor stations.

On the basis of this analysis will be obtained by calculation the optimal parameters of longitudinal profiling of pipes that will eventually lead to a reduction of the material of air coolers.

hydrodynamics and heat flow of the working fluid, longitudinally finned tubes, turbulent flow, convective heat transfer, air coolers

Получено 13.11.14