

П.А. БАРАБАШ, Я.Е. ТРОКОЗ

Национальный технический университет Украины «КПИ»

В.Я. ГОРИН, В.В. ГОРИН

Коростенский завод химического машиностроения «Химмаш»

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОТДАЧИ ПОТОКА ПРИРОДНОГО ГАЗА В ТРУБАХ С ПРОДОЛЬНОМ ОРЕБРЕНИЕМ

В работе приведена методика расчета гидравлического сопротивления и коэффициента теплоотдачи потока природного газа в трубах с продольным оребрением, выполнен анализ расчетных и экспериментальных данных и разработана оптимизация параметров внутреннего продольного профилирования труб.

На основе анализа проведенных теоретических и экспериментальных исследований определены оптимальные параметры продольного профилирования труб для аппаратов воздушного охлаждения с учетом технологических возможностей при изготовлении оребренной внутренней поверхности труб методом холодного проката с последующим, безправочным волочением.

Ключевые слова: аппараты воздушного охлаждения, гидродинамика, теплоотдача, продольно-оребрённая труба, оптимальные параметры оребрения труб.

P.A. BARABASH, YA.E. TROKOZ

National technical university of Ukraine "KPI"

V.YA. GORIN, V.V. GORIN

Korosten plant of chemical mechanical engineering "Himmash"

## THE METHOD OF CALCULATION AND THE RESULTS OF THE STUDY OF HEAT TRANSFER FLOW OF NATURAL GAS IN PIPES WITH LONGITUDINAL FINS

Methodology over of calculation of hydraulic resistance and coefficient of heat emission of stream of natural gas is in-process brought in pipes with longitudinal оребрением, the analysis of calculation and experimental data is executed and optimization of parameters of the internal longitudinal profiling of pipes is worked out.

On the basis of analysis undertaken theoretical and experimental studies the optimal parameters of the longitudinal profiling of pipes are certain for the vehicles of the air cooling taking into account technological possibilities at making of the longitudinal profiling of internal surface of pipes by the method of cold rent with the subsequent dragging without mounting.

Keywords: vehicles of the air cooling, hydrodynamics, heat emission, продольно-оребрённая pipe, optimal parameters of оребрения of pipes.

### Введение

Интенсификация процессов теплообмена в аппаратах воздушного охлаждения (АВО), которые нашли широкое применение на газокomppressorных станциях, является актуальной задачей с точки зрения снижения их металлоемкости.

В настоящее время в АВО применяют биметаллические трубы с наружным внутренним оребрением и с гладкой внутренней поверхностью.

Соотношение коэффициентов теплоотдачи с наружной и внутренней стороны этих 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.

На основании предварительных расчетов, включающих в себя изучение современного состояния вопроса об интенсификации конвективного теплообмена при движении теплоносителя внутри труб [1], разработанных методики проведения исследований теплообмена [2] и методики расчета гидравлического сопротивления и коэффициента теплоотдачи потока природного газа в трубах с продольным оребрением (см. ниже), получены оптимальные параметры профилирования с точки зрения теплопередачи и затрат на их изготовление (рис. 1).

Расчетные параметры внутреннего оребрения труб имели следующие геометрические размеры: наружный диаметр трубы - , внутренний диаметр трубы (диаметр основания ребер) -  $D_{вн} = 21 \text{ мм}$ , профиль ребра - треугольный, толщина ребра в основании -  $d_{0,omm} = 1,0 \text{ мм}$ , высота ребра -  $h_{omm} = 2,2 \text{ мм}$ , количество ребер -  $N = 24 \text{ шт}$ .

На основе полученных расчетных параметров оребрения и технологических возможностей оборудования, были изготовлены стальные базовые трубы ( $I = 50 \text{ Вт/м К}$ ) АВО с внутренним продольным оребрением, параметры которого максимально близки оптимальному оребрению (рис.2). Трубы изготавливались методом холодного проката с последующим, безправочным волочением и имели следующие геометрические параметры внутреннего оребрения: наружный диаметр трубы -  $D_{н} = 25 \text{ мм}$ , внутренний диаметр трубы (диаметр основания ребер)-  $D_{вн} = 23 \text{ мм}$ , профиль ребра - треугольный, толщина ребра в основании -  $d_{0,omm} = 1,5 \text{ мм}$ , высота ребра -  $h_{omm} = 1,7 \text{ мм}$ , количество ребер -  $N = 24 \text{ шт}$ .

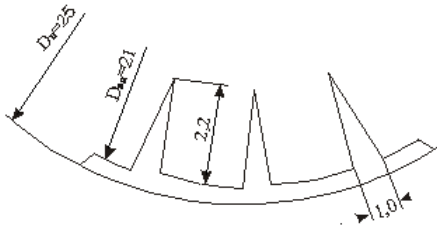


Рис. 1. Поперечное сечение трубы с расчетными оптимальными параметрами профилирования

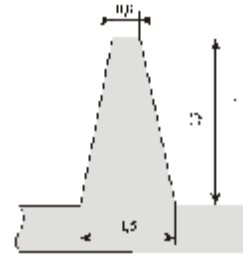


Рис. 2. Профиль реального ребра трубы

В связи с отклонением полученных параметров профилирования от расчетных, возникла необходимость провести теплотехнические испытания полученных профилированных труб и сравнить полученные экспериментальные данные по теплообмену для труб с реальным профилем ребер с расчетными (определенными по разработанной методике) для этого же профиля.

В данной работе представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенных с целью изучения теплообмена и гидродинамики в трубах с продольным профилированием. На основе анализа полученных результатов уточнены оптимальные параметры (количество ребер  $N$ ) для реального профиля ребра внутреннего продольного профилирования биметаллических труб АВО.

### 1. Методика расчета гидравлического сопротивления и коэффициента теплоотдачи потока природного газа в трубах с продольным оребрением

Гидравлические сопротивления делятся на сопротивления по длине и местные сопротивления. Ниже приводится методика расчета сопротивления и потери напора по длине труб с продольным оребрением при течении в них потока природного газа.

В соответствии с [3] при равномерном движении рабочего тела удельные потери напора по длине  $dH/L$  в каналах равны:

$$\frac{dH}{L} = \frac{t_o}{r g R}, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность рабочего тела;  $g$  – ускорение свободного падения;  $R$  – гидравлический радиус. Касательные напряжения на стенках канала определяются по эмпирической зависимости [3]:

$$t_o = r \frac{I}{8} W^2, \quad (2)$$

где  $I$  – гидравлический коэффициент трения;  $W$  – среднерасходная скорость рабочего тела. Подставляя уравнение (2) в (1), окончательно получаем:

$$\frac{dH}{L} = \frac{I W^2}{8 R g}. \quad (3)$$

Таким образом, для определения потерь напора по длине канала необходимо иметь величину гидравлического коэффициента трения  $I$ .

Существуют эмпирические формулы [4] для определения гидравлического коэффициента трения  $I$  в зависимости от того в какой из трех областей гидравлических сопротивлений реализуется процесс течения рабочего тела в трубах.

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  $<_{\text{экв}}$  составляет 0,1 мм [4]) выходят за пределы вязкого подслоя. В этой области, которая характеризуется тем, что  $Re <_{\text{экв}} / D > 500/D$  ( $D$  – диаметр), 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.

Коэффициент трения  $I$  для гидравлически шероховатых труб определяется по зависимости [4]:

$$I = \frac{1}{4 \left( \lg \frac{3,7D}{<_{\text{экв}}} \right)^2}. \quad (4)$$

#### 1.1 Последовательность расчета потери напора по длине труб с продольным оребрением при течении в них потока природного газа

Согласно [4] турбулентное течение потока рабочего тела для труб с формами поперечных сечений,

близкими к круглой (круг с одним или двумя пазами на внутренней поверхности стенок, звездообразная форма) коэффициент сопротивления  $I_n$  может быть выражен через коэффициент сопротивления труб круглого сечения  $I$  с помощью поправочного коэффициента  $k_n$ :

$$I_n = I k_n, \tag{5}$$

где  $I$  рассчитывается при тех же числах  $Re = w D/n = w D_r/n$ .

Далее по формуле (4) определяем величину гидравлического коэффициента трения  $I$  и принимаем его, согласно зависимости (5), равным  $I_n$  для продольно-ребренных труб.

Определяем длину начального гидродинамического участка [3]:

$$l_n = D \left( \frac{0,45}{I} + 8,7 \right). \tag{6}$$

и подсчитываем величину:

$$l_{кр} = 20 \left( \frac{I_3}{I} - 1 \right) l_n. \tag{7}$$

В данном случае результаты расчета  $l_{кр}$  по зависимости (7), проведенные для гладкой трубы, дают значение  $l_{кр} = 3,8 м$ . Согласно [4], если длина труб в АВО  $L > l_{кр}$ , то влиянием начального гидродинамического участка на общие потери напора можно пренебречь.

Задаемся геометрией оребрения: шириной межреберного канала у основания ребер  $2b$ , высотой ребер  $h$ , шириной торцов ребер  $2d_m$  и количеством ребер  $N$ .

При этом необходимо помнить об условии перехода в межреберном канале турбулентного режима течения в ламинарный (наблюдался при  $2b/h \leq 0,2$  и числе  $Re < 5000$ , число  $Re$  определялось по среднерасходной скорости и эквивалентному диаметру всего канала).

Удельные потери напора в межреберном канале определялись по формуле (3). Для межреберного канала, с учетом того, что среднерасходная скорость течения среды  $W$  равнялась средней скорости по осевому сечению межреберного канала [1] и  $I \approx 0,03$ , зависимость принимает вид:

$$\left( \frac{dH}{L} \right)_к = \frac{0,03 w_{ок}^2}{4 g d_{эк}}, \tag{8}$$

где  $d_{эк} = 4bh/(b+h)$ .

Аналогично по зависимости

$$\left( \frac{dH}{L} \right)_r = \frac{0,03 w_{о.к}^2}{4 g d_{о.о}}, \tag{9}$$

определялись удельные потери напора на торце ребра ( $d_{о.о}$  – диаметр между торцами ребер), а по зависимости

$$\left( \frac{dH}{L} \right) = \frac{\left( \frac{dH}{L} \right)_к (b+h) + \left( \frac{dH}{L} \right)_r d_r}{b+h+d_r}, \tag{10}$$

определялась средняя по периметру оребренной трубы величина удельных потерь напора.

Учитывая, что  $dH = DP/(rg)$ , искомая величина потери давления от трения в продольно-ребренных трубах АВО при течении в них потока природного газа определялась по зависимости:

$$DP = \left( \frac{dH}{L} \right) r g L. \tag{11}$$

### 1.2 Последовательность расчета коэффициента теплоотдачи потока природного газа при течении его в трубах с продольным оребрением

Средний по периметру оребренной трубы коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определялся по ниже приведенному алгоритму [1]:

$$\bar{\alpha} = (\bar{\alpha}_{ст} b + \bar{\alpha}_p h + \bar{\alpha}_r d_r) / (b + h + \delta_r), \tag{12}$$

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

Средний коэффициент теплоотдачи на стенке трубы между ребрами  $\alpha_{ст}$  определялся по зависимости

$$\bar{Nu}_{ст} = 0,0144 (2b/h)^{0,63} Re_k^{0,8} Pr^{0,43}, \tag{13}$$

при этом  $Nu_{cm} = \bar{\alpha}_{cm} d_{эк} / I$ .

По следующим формулам определялись средние коэффициенты теплоотдачи по высоте ребра  $\alpha_p$  и на торце ребра  $\alpha_T$ :

$$\overline{Nu}_p = 0,0158 Re_k^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (14)$$

$$\overline{Nu}_T = 0,021 Re_o^{0,8} Pr^{0,43}. \quad (15)$$

где  $Nu_{cm} = \bar{a}_{cm} d_{эк} / I$ ,  $Nu_T = a_T d_{э.о} / I$ .

Диапазон применения в (1.8)  $Re_o = w d_{э.о} / \nu = 65000 \dots 240000$ , а в (10) и (11)  $Re_k = w_{о.к} d_{эк} / \nu = 5000 \dots 100000$ .

## 2. Анализ расчетных и экспериментальных данных

Исследования теплообмена потока рабочего тела в трубах с продольным оребрением проводились в лабораторных условиях, которые не позволили использовать природный газ в качестве теплоносителя для опытной установки. Методика проведения исследований описана в работе [2].

В качестве теплоносителя при проведении экспериментов использовалась вода, физические параметры которой позволяют достичь, для данных геометрических характеристик трубы, необходимые, согласно требований теории подобия [5], значения величин чисел  $Re$  и  $Pr$  (скорость движения в трубе – до 3,5 м/с, температура нагрева – до 50°C), вписывающихся в диапазон применения приведенных зависимостей (12-15) расчета среднего по периметру оребренной поверхности коэффициента теплоотдачи.

На рисунке 3 приведены результаты экспериментов по определению средних коэффициентов теплоотдачи от внутренней поверхности продольно-профилированной трубы к воде, текущей внутри нее.

Видно, что с ростом скорости воды коэффициент теплоотдачи  $a$  растет, что характерно для турбулентного режима течения жидкости.

Для иллюстрации проверки изложенной выше методики расчета на этом же рисунке приведен график, построенный по формулам (1.8)-(1.11), для таких же, как в эксперименте, чисел  $Re$  (4050 ÷ 5600 – для межреберного канала и 6600 ÷ 93500 – для основного потока) и средней температуры жидкости (40°C).

Видно, что экспериментально полученные значения  $a$  удовлетворительно согласуются с расчетными (разброс значений не превышает).

Таким образом, есть все основания полагать (см. условия подобия физических процессов [5]), что расчетные зависимости принятой модели теплообмена справедливы и могут в дальнейшем использоваться при оптимизации параметров профилирования.

Зависимость расчетного коэффициента теплоотдачи, отнесенного к полной поверхности профилированной трубы, от скорости движения газа  $W$  при различном количестве ребер  $N$  приведена на рисунке 4.

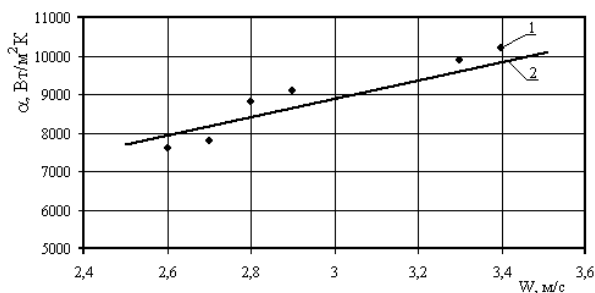


Рис. 3 – Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости движения воды  $W$ : 1 – экспериментальные данные, 2 – теоретические данные.

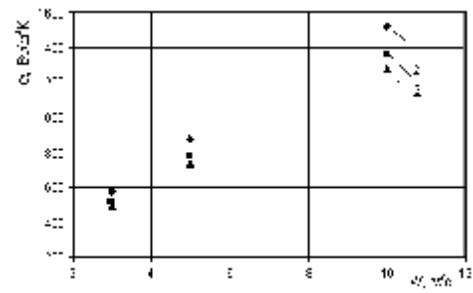


Рис. 4 – Зависимость расчетного коэффициента теплоотдачи, отнесенного ко всей поверхности профилированной трубы, от скорости движения газа  $W$ : 1 –  $N = 16$ ; 2 – 20; 3 – 24.

Видно расслоение коэффициента теплоотдачи  $a$  от количества ребер  $N$ . Коэффициент теплоотдачи  $a$  для  $N = 16$  выше  $a$  для  $N = 20$  и  $24$  (соответственно на  $\approx 10$  и  $16\%$ ), что объясняется увеличением тормозящего эффекта в межреберном пространстве профилированных труб при возрастании  $N$ .

Сравнение отнесенных к поверхности гладкой трубы расчетных коэффициентов теплоотдачи для гладкой и профилированных труб приведено на рисунке 5.

Видно, что экстенсивный фактор (разный при  $N = var$  коэффициент оребрения) устранил расслоение значений  $a$ , наблюдавшееся в приведенном рис. 3, а теплоотдача для профилированных труб на  $\approx 45\%$  выше чем у гладкой трубы ( $a$  для последней определялся по эмпирической зависимости (1.12)). Разный угол наклона значений  $a = f(W)$  объясняется, по-видимому, различными величинами постоянных в зависимостях (1.9), (1.10) и (1.12) (тормозящим эффектом в межреберных каналах).

Картина сравнения продольно профилированных труб с гладкой была бы не полной без учета

изменения гидравлического сопротивления в них.

На приведенном рис.6 представлены расчетные данные по изменению удельного сопротивления указанных труб в функции скорости газа  $W$ .

Видно, что удельное сопротивление продольно профилированных труб выше чем в гладкой (например, на  $\approx 900 Pa$  для трубы с 20 ребрами при номинальной скорости газа  $W = 7,5 м/с$ ). Для гидравлически шероховатых труб этот факт объясняется, по-видимому, развитием поверхности в профилированных трубах, что требует экспериментального подтверждения.

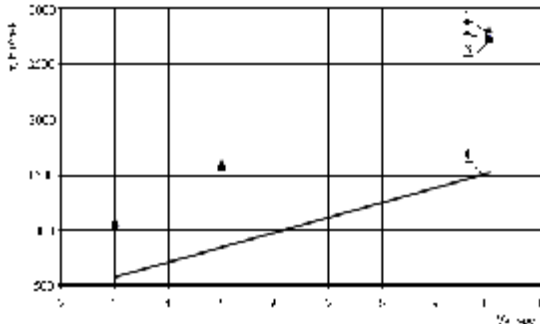


Рис. 5 – Зависимость расчетного коэффициента теплоотдачи, отнесенного к поверхности гладкой трубы, от скорости движения газа  $W$ : 1 –  $N = 16$ , 2 –  $20$ ,  $N = 24$ ,  $N = 0$ .

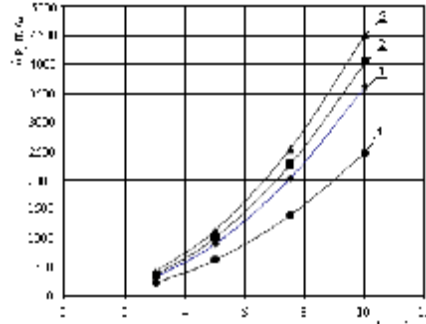


Рис. 6 – Зависимость расчетного удельного сопротивления от скорости движения газа  $W$ : 1 –  $N = 16$ , 2 –  $20$ ,  $N = 24$ ,  $N = 0$ .

### 3. Оптимизация параметров внутреннего продольного профилирования труб

Оптимизация параметров продольного профилирования проходила в две стадии:

- 1) определение формы (профиля) и размеров ребра;
- 2) определение оптимального количества ребер по периметру трубы.

Известно, что [6, 7] профиль ребра, обеспечивающий максимальный теплообмен при минимальной массе это – профиль, образованный двумя дугами окружности. Такое ребро и ребро с профилем треугольного сечения по массе различаются мало (4%). По технологическим причинам проще изготовить ребро треугольного сечения, а чаще, с усеченной вершиной.

При заданной в АВО плотности теплового потока  $Q_{L,0}$ , для треугольного профиля ребра, толщину ребра в основании его и высоту, при которых площадь его поперечного сечения (пропорциональна массе) минимальны, можно определить по формулам из [7]:

$$S_{omn} = \frac{0,348}{a^2 I} \left( \frac{Q_{L,0}}{J_0} \right)^3, d_{0,omn} = \frac{0,826}{a I} \left( \frac{Q_{L,0}}{J_0} \right)^2, h_{omn} = \frac{2 \cdot S_{omn}}{d_{omn}}$$

- где
- $d_{0,omn}$  - толщина ребра в основании,
  - $S_{omn}$  - площадь поперечного сечения ребра,
  - $Q_{L,0}$  - тепловой поток через основание ребра,
  - $a$  - коэффициент теплоотдачи,
  - $I$  - коэффициент теплопроводности материала ребра,
  - $J_0$  - температурный напор в основании ребра.

На основе наших рекомендаций и технологических возможностей продольного профилирования внутренней поверхности труб методом холодного проката с последующим безоправочным волочением, был получен реальный профиль для стальных труб ( $I = 50$  Вт/м К) АВО с параметрами, максимально приближающимися к оптимальным (см. рис.2):

$$d_{0,omn} = 1,5 \text{ мм}, d_{h,omn} = 0,6 \text{ мм}, h_{omn} = 1,7 \text{ мм}.$$

С увеличением числа ребер  $N$  по периметру трубы теплопередающая способность трубы будет расти (количество тепла с погонного метра трубы), но в то же время будет расти масса трубы. Таким образом, рост теплопередачи происходит за счет увеличения количества ребер (массы оребренной трубы). Кроме того, увеличение количества ребер по периметру трубы при неизменном диаметре основания ребер, приводит к уменьшению межреберного расстояния, что в свою очередь приводит к уменьшению локальных значений коэффициентов теплоотдачи на боковых поверхностях ребер и поверхности трубы между ребрами. Параметр, учитывающий увеличение теплопередающей способности биметаллической трубы с профилированной трубой по сравнению с биметаллической трубой, но с гладкой базовой трубой (положительный эффект) и увеличение массы базовой трубы при профилировании (отрицательный эффект) определяется по формуле

$$C_{I,M} = \frac{C_I}{C_M}$$

где  $C_I = \frac{\bar{a}_{np}}{\bar{a}_{zl}}$ ,

$\bar{a}_{zl}$  - коэффициент теплоотдачи внутри гладкой базовой трубы диаметром равным  $D_{en}$ , отнесенный к внутренней ее поверхности;

$\bar{a}_{np}$  - коэффициент теплоотдачи внутри профилированной базовой трубы, отнесенный к внутренней поверхности гладкой трубы с диаметром равным основанию ребер  $D_{en}$ ;

$$C_M = \frac{M_{np}}{M_{zl}}$$

$M_{np}$  - масса 1 п.м профилированной базовой трубы;

$M_{zl}$  - масса 1 п.м гладкой базовой трубы.

Авторами проведены расчеты величины комплексного параметра  $C_{I,M}$  в зависимости от числа ребер  $N$  с целью определения их оптимального числа, когда максимальная интенсификация теплопередачи достигается за счет минимально возможного увеличения количества ребер. На рисунке 7 показаны графики (линии), (справедливы для воды и газа ввиду относительности величины  $C_I$ ), построенные по расчетным зависимостям  $C_I = F(N)$ ,  $C_M = F(N)$  и  $C_{I,M} = F(N)$ , а также опытные данные тестовых испытаний авторов. Из анализа рисунка 7 видно, что максимуму функции  $C_{I,M} = F(N)$  (оптимум) соответствует значение  $N = 20$ .

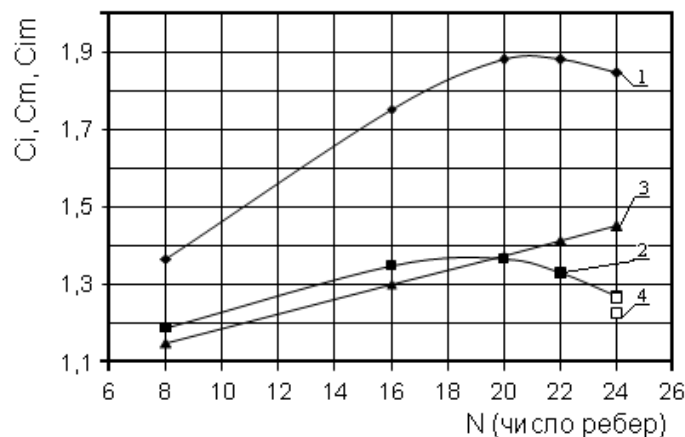


Рис. 7 – Расчетные и экспериментальные зависимости:

1 -  $C_I = F(N)$ , 2 -  $C_{I,M} = F(N)$ , 3 -  $C_M = F(N)$ , 4 - эксперимент.

### Выводы

1. Разработана методика расчета процесса теплоотдачи в продольно профилированных трубах АВО при течении в них теплоносителя. Достоверность методики расчета подтверждена экспериментальными данными.

2. На основе анализа проведенных теоретических и экспериментальных исследований определены оптимальные параметры продольного профилирования труб для аппаратов воздушного охлаждения с учетом технологических возможностей при изготовлении продольного профилирования внутренней поверхности труб методом холодного проката с последующим, безоправочным волочением.

3. Коэффициент теплоотдачи (отнесенный к поверхности гладкой трубы) при движении теплоносителя внутри труб с полученным профилем больше в 1,8 раза чем для гладкой трубы. Применение внутреннего продольного профилирования биметаллических труб аппаратов воздушного охлаждения для стальных базовых труб ( $I = 50$  Вт/м К) с параметрами, максимально приближающимися к оптимальным (табл. 1) позволит увеличить теплопередачу в 1,3...1,4 раза при увеличении массы трубы за счет профилирования не более чем на 10%.

## Параметры внутреннего оребрения

Наружный диаметр трубы $D_n$ , мм	Внутренний диаметр трубы $D_{вн}$ , мм	Высота ребра $h_{онм}$ , мм	Толщина ребра в основании $d_{0,онм}$ , мм	Толщина ребра в вершине $d_{h,онм}$ , мм	Число ребер $N$ , шт.
25	21	1,7	1,5	0,6	20

## Литература

1. Барабаш П.А., Состояние вопроса о гидродинамике и теплообмене турбулентного потока рабочего тела внутри труб. / П.А. Барабаш, В.В. Горин, Я.Е. Трокоз // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний зб. наук. праць Кіровоградського національного технічного університету. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2014. – Вип. 44. – С. 103 – 110.
2. Барабаш П.А. Стенд и методика проведения исследований теплообмена потока рабочего тела в трубах с продольным оребрением / А.Б. Голубев, В.В. Горин, Я.Е. Трокоз // Зб. наукових праць Одеської державної академії технічного регулювання та якості. – 2014. – № 2(5). – С. 95– 96.
3. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А.Большакова. – К.: Вища школа, 1984. – 343 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник: Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
5. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
6. Эккерт Э.Р. Теория тепло-и массообмена / Э.Р. Эккерт, Р.М. Дрейк. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 680 с.
7. Ройзен Л.И. Тепловой расчет оребренных поверхностей / Л.И. Ройзен, И.Н. Дулькин. – М.: Энергия, 1972. – 256 с.

## References

1. Barabash P.O. Sostoyanie voprosa o gidrodinamike i teploobmene turbulentsnogo potoka rabochego tela vnutri trub / P.A. Barabash, V. V. Gorin, Ya. E. Trokoz // Zagal'noderzhavnyi mizhvidomchyi naukovo-technichniy zbirnyk naukovykh prats Kirovograds'kogo natsional'nogo technichnogo universitetu. – 2014. - № 44. – S. 103-110.
2. Barabash P.O. Stend i metodika provedeniya issledovaniy teploobmena rabochego tela v trubax s prodol'ny'm orebreniem / P.A. Barabash, A.B. Golubev, V. V. Gorin, Ya. E. Trokoz // Zbirnyk naukovykh prats' Odes'koi akademii tekhnichnogo regulvannya ta yakosti. – 2014. - № 2 (5). – S. 95-96.
3. Spravochnik po gidravlike. Ed. By V.A. Bol'shakov. Kiev, Vyshcha shkola, 1984, 343 s.
4. Idel'chik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam : Spravochnik / I. E. Idel'chik. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 559 s.
5. Isachenko V.P. Teploperedacha. Moscow, Energoizdat, 1981, 416 s.
6. E'kkert E'R., Drejk R.M. Teoriya teplo- i massobmena. Moscow, Gosenergoizdat, 1961, 680 s.
7. Rojzen L.I., Dul'kin I.N. Moscow, Energiya, 1972, 256 s.

Рецензія/Peer review : 27.5.2015 р.

Надрукована/Printed : 13.5.2015 р.

Стаття прорецензована редакційною колегією