

Лобанов Игорь Евгеньевич

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ИСКУССТВЕННОЙ ТУРБУЛИЗАЦИИ ПОТОКА В ПЛОСКИХ КАНАЛАХ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ НА ОБЕИХ СТОРОНАХ

Адрес статьи: www.gramota.net/materials/1/2010/7/18.html

Статья опубликована в авторской редакции и отражает точку зрения автора(ов) по рассматриваемому вопросу.

Источник

Альманах современной науки и образования

Тамбов: Грамота, 2010. № 7 (38). С. 62-71. ISSN 1993-5552.

Адрес журнала: www.gramota.net/editions/1.html

Содержание данного номера журнала: www.gramota.net/materials/1/2010/7/

© Издательство "Грамота"

Информация о возможности публикации статей в журнале размещена на Интернет сайте издательства: www.gramota.net

Вопросы, связанные с публикациями научных материалов, редакция просит направлять на адрес: almanac@gramota.net

Однако в нашем случае сумма всех ситуаций будет равной 1, либо 100%, так как мы рассматриваем все возможные ситуации, которые могут произойти. Игрок X - пользователь программы, который пытается определить оптимальную стратегию для реализации своего проекта. Игрок Y - совокупность всех препятствий, которые могут привести к провалу проекта. F - оптимальная стратегия игрока X, которую вычисляет система.

На входе пользователь указывает последовательность событий с указанием их сложности и возможного риска. На выходе мы получаем граф, вершинами которого являются события, а ценой каждого ребра - сложность реализации. Если имеется возможность риска, создается новое ребро к вершине «провал», ценой ребра является степень риска. С помощью модернизированного алгоритма Краскала система вычисляет оптимальную стратегию (последовательность ребер, ведущих к вершине «успех») и наиболее вероятную возможность провала (последовательность ребер, ведущих к вершине «провал»).

Список литературы

1. **Костюкова Н. И.** Система принятия решений по технологии Data Mining // Материалы Седьмой международной конференции памяти академика А. Е. Ершова «Перспективы систем информатики». Новосибирск, 2009. С. 72-76.

УДК 532.517.4:536.24

Игорь Евгеньевич Лобанов

Московский авиационный институт (государственный технический университет)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ИСКУССТВЕННОЙ ТУРБУЛИЗАЦИИ ПОТОКА В ПЛОСКИХ КАНАЛАХ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ НА ОБЕИХ СТОРОНАХ[©]

Данное исследование выполнено при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант РФФИ № 09-08-00440); Президента РФ по государственной поддержке научных исследований молодых российских учёных - докторов наук (грант МД № 1420.2008.8).

Интенсификация теплообмена путем турбулизации потока не требует существенного увеличения внешних размеров плоских каналов и поэтому применима в любых плоских каналах. Изготовление турбулизаторов на наружной поверхности каналов не связано со значительными технологическими трудностями.

Схема интенсификации теплообмена для плоского канала посредством установки двойных турбулизаторов показана на Рис. 1. В данном случае рассматривается случай установки симметрично расположенных одинаковых турбулизаторов на обеих сторонах плоского канала, для которых реализуется симметрия геометрии канала и симметрия течения.

В отдельных случаях может возникнуть несимметричный режим течения, который здесь не рассматривается, поскольку он менее распространен и нехарактерен для предельного случая.

Моделирование предельных изотермических теплообмена и сопротивления при турбулентном течении в плоских каналах за счет турбулизации потока производится по методике, аналогичной методике, примененной для круглых труб [1; 3; 5; 6; 10; 11] и кольцевых каналов [2; 4; 9; 14; 15] с турбулизаторами.

При моделировании предельного теплообмена для плоского канала, интенсифицированного посредством периодически расположенных поверхностных двойных турбулизаторов, будут справедливы все допущения, применяемые при расчете предельного теплообмена для круглых труб [1; 3; 5; 6; 10; 11] и кольцевых каналов [2; 4; 9; 14; 15] с турбулизаторами, но радиус максимальной скорости будет расположен на оси плоского канала.

Расчет предельного теплообмена в плоском канале с симметричными двойными турбулизаторами сходен со случаем плоского канала с турбулизаторами на одной стороне плоского канала, однако он обладает определенными особенностями.

Аналогичным образом поток разбивается на вязкий подслой и турбулентное ядро и интегрируется для детерминирования среднерасходной скорости.

Коэффициент предельного гидравлического сопротивления определим, исходя из выражения для среднерасходной скорости турбулизированного потока \overline{w}_x :

$$\overline{w}_x = \int_0^1 w_x dY, \quad (1)$$

где x - координата в продольном направлении; $Y = y/(H/2)$ - безразмерная поперечная координата; y - координата в поперечном направлении; H - ширина плоского канала.

В дальнейшем поступим так же, как и для случая моделирования предельного теплообмена в круглой трубе с турбулизаторами [1; 3; 5; 6]; соответствующие профили скоростей гипотетически принимаются такими же, как и для случая в трубе. Подобный подход был применен для случая плоского канала с односторонними турбулизаторами потока.

После соответствующих сокращений получим нелинейное уравнение для предельного коэффициента гидравлического сопротивления плоского канала с двойными турбулизаторами (аналогичное уравнение для односторонних турбулизаторов было получено в [8]):

$$\overline{w_x} = \int_0^1 w_x dY = \left\langle \int_{1-\frac{4A\sqrt{\xi}}{\sqrt{\xi}Re}}^1 \frac{\kappa Re \xi}{16} Y dY + \int_0^{1-\frac{4A\sqrt{\xi}}{\sqrt{\xi}Re}} \frac{1}{w_x} \left\{ \frac{\sqrt{\xi}}{2\sqrt{2}} B + \frac{\xi}{32\sigma} \left[\left(1 - \frac{4A\sqrt{2}}{\sqrt{\xi} Re} \right)^2 - \frac{(1-Y)^2}{2} \right] \right\} dY \right\rangle \quad (2)$$

$$1 = \frac{\sqrt{\xi}}{2\sqrt{2}} B + \frac{5\xi}{192\sigma} + \frac{\kappa A^2}{Re} - \frac{5\sqrt{\xi}A}{8\sqrt{2}\sigma Re} - \frac{2}{Re} AB + \frac{5A^2}{2\sigma Re^2} - \frac{10\sqrt{2}A^3}{3\sigma\sqrt{\xi} Re^3}, \quad (3)$$

где A, B, κ, σ - константы, детерминируемые так же, как в [1; 3; 5; 6]: A - характеризует среднюю границу струйной области; B - характеризует коэффициент пропорциональности между продольной скоростью и скоростью трения (константы $A = 15 \div 114$ и $B = 6,5 \div 8,5$ при изменении $Re = 10^4 \div 10^5$); $\kappa = 0,443$ - константа для универсального профиля скорости в турбулизированном потоке; $\sigma = 0,013$ - константа для струйного ядра потока, характеризующая начальную турбулентность; Re - число Рейнольдса по эквивалентному диаметру канала; ξ - коэффициент сопротивления плоского канала с турбулизаторами.

Как видно, выражение для предельного коэффициента гидросопротивления для плоского канала с двойными турбулизаторами отличается от аналогичного соотношения для плоских каналов с односторонними турбулизаторами [8], но это отличие довольно незначительно.

Диаметр гладкого канала принимается равным диаметру оребренного канала. Скорость потока детерминировалась по сечению канала без оребрения. Вышеуказанный подход в полной мере правомерен, поскольку при рассматриваемом типе предельной турбулизации используются относительно невысокие выступы [Там же].

За определяющий размер взят эквивалентный диаметр плоского канала: $d_s = 2H$.

На Рис. 2 приведены расчетные абсолютные значения предельного коэффициента гидравлического сопротивления для плоского канала с двойными турбулизаторами в зависимости от числа Рейнольдса, полученные в результате численного решения уравнения (3), из которого видно, что с повышением числа Рейнольдса происходит падение коэффициента сопротивления. Для сравнения приведены аналогичные соотношения для плоских каналов с односторонними турбулизаторами [Там же], из чего видно, что предельное гидросопротивление для двойных турбулизаторов в плоском канале всегда выше, чем для односторонних, но это превышение незначительно.

Важным показателем является относительный предельный коэффициент гидравлического сопротивления для плоского канала с двойными турбулизаторами ξ/ξ_{c2} , показанный на Рис. 3; для сравнения приведены аналогичные данные для круглой трубы, извлеченные из [1; 3; 5; 6] и для плоского канала с односторонними турбулизаторами [8].

Гидравлическое сопротивление для гладкого плоского канала рассчитывалось, исходя из эмпирических зависимостей, приведенных в [7; 13].

Из Рис. 3 видно, что максимум отношения ξ/ξ_{c2} происходит при намного более высоких числах Рейнольдса и его значение несколько выше, чем для круглой трубы, и выше менее чем на 15% аналогичных значений для плоских каналов с односторонними турбулизаторами.

Последнее указывает на то, что предельное течение для плоского канала с двойными турбулизаторами потока обладает более высоким относительным сопротивлением.

Численное решение нелинейного уравнения (3) для предельного коэффициента гидравлического сопротивления для плоского канала позволяет определить предельный теплообмен для этих условий.

Число Нуссельта при стабилизированном течении для «внутренней» (нижней) стенки $Nu_{1\infty}$ плоского канала с двусторонним обогревом, согласно [12; 17], равно:

$$Nu_{1\infty} = \left\langle \frac{1}{2} \int_0^1 \frac{\left(\int_0^Y \frac{w_x}{w_x} dY - 1 \right)^2}{\left(1 + \frac{Pr}{Pr_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right)} dY + \frac{1}{2} \frac{q_{c2}}{q_{c1}} \int_0^1 \frac{\left(\int_0^Y \frac{w_x}{w_x} dY - 1 \right)}{\left(1 + \frac{Pr}{Pr_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right)} \left[\int_0^Y \frac{w_x}{w_x} dY \right] dY \right\rangle^{-1}, \quad (4)$$

где Pr - число Прандтля; Pr_T - турбулентное число Прандтля; μ_T - турбулентная динамическая вязкость; μ - динамическая вязкость; $\frac{q_{c2}}{q_{c1}}$ - заданное отношение тепловых потоков при наружном и внутреннем обогреве, соответственно.

Таким образом, для расчета предельного теплообмена в плоском канале с турбулизаторами необходимо определить интегралы, содержащиеся в (4), для всего канала. Для этого плоский канал разбивается на три подслоя с каждой из сторон, т.е. моделируется шестислойной схемой турбулентного пограничного слоя: для обеих интенсифицированных сторон с q_{c1} и q_{c2} - вязкий подслой, промежуточный подслой, турбулентное ядро.

При расчете предельного теплообмена для круглой трубы с турбулизаторами в [10; 11] было показано, что использование допущения $\frac{w_x}{w_x} \cong 1$ относительно незначительно влияет на окончательный результат расчета теплообмена; точно такой же вывод можно сделать и для предельного теплообмена для условий плоского канала с двойными турбулизаторами.

При расчете предельного теплообмена в плоских каналах с двойными симметричными турбулизаторами потока основным случаем следует признать случай симметричного теплового нагружения ($q_{c2} \equiv q_{c1}$), так как двойные турбулизаторы гораздо сильнее увеличивают гидравлическое сопротивление, нежели теплообмен, по сравнению с односторонними. Для этого случая осредненное число Нуссельта при стабилизированном течении равно:

$$\text{Nu}_{1\infty} = \text{Nu}_{1\infty} = \left\langle \int_0^1 \frac{\left(\int_0^Y \frac{w_x}{w_x} dY \right)^2}{\left(1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right)} dY - \frac{1}{2} \int_0^1 \left\{ \frac{\left(\int_0^Y \frac{w_x}{w_x} dY \right)}{\left(1 + \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_T} \frac{\mu_T}{\mu} \right)} \right\} dY \right\rangle^{-1} \quad (5)$$

Следовательно, имеет место возможность аналитического решения задачи о предельном теплообмене для плоского канала с двойными турбулизаторами с двусторонним подводом тепла; согласно принципу аддитивности, выражения для интегралов, входящих в правую часть выражений (4), (5), для каждого из соответствующих подслоев I_i примут вид:

$$\text{Nu}_{1\infty} = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 I_i}, \quad (6)$$

где индекс i , равный 1, 2, 3 - вязкий подслой, промежуточный подслой, турбулентное ядро, соответственно.

После вычисления данных интегралов, аналитические зависимости для I_i ($\forall i = 1 \div 3$) в (6) выглядят следующим образом.

$$I_1 = \frac{2\sqrt{2}}{\text{Re}\sqrt{\xi}} \left\{ \frac{2304}{\text{Re}^2 \xi} \left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}} + 1 \right) - \frac{72\sqrt{2}}{\text{Re}\sqrt{\xi}} \frac{q_{c2}}{q_{c1}} - \frac{144\sqrt{2}}{\text{Re}\sqrt{\xi}} + 6 \right\} \quad (7)$$

$$I_2 = \frac{2\text{Pr}_T B}{3\text{Re}\xi(\text{Pr}_T B + \text{Pr} A)} \left[\frac{32\sqrt{2}A^3}{\sqrt{\xi}} \left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}} + 1 \right) - 24A^2 \text{Re} - 12A^2 \text{Re} \frac{q_{c2}}{q_{c1}} + \right. \\ \left. + 3\sqrt{2}A \text{Re}^2 \sqrt{\xi} - 18\sqrt{2} \text{Re}^2 \sqrt{\xi} + 864 \text{Re} + 432 \text{Re} \frac{q_{c2}}{q_{c1}} - \frac{6912\sqrt{2}}{\sqrt{\xi}} \frac{q_{c2}}{q_{c1}} - \frac{6912\sqrt{2}}{\sqrt{\xi}} \right] \quad (8)$$

$$I_3 = \frac{\text{Pr} \left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}} \right) (\xi \text{Re}^2 - 32A^2)}{4\xi \text{Re}^2 (\text{Pr}_T + \sigma \text{Re} \text{Pr})} - \frac{\text{Pr} \left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}} + 1 \right)}{6(\text{Pr}_T + \sigma \text{Re} \text{Pr})} \times \left(\left(\sqrt{\frac{32}{\xi}} \frac{A}{\text{Re}} \right)^3 - 3 \left(\sqrt{\frac{32}{\xi}} \frac{A}{\text{Re}} \right)^2 + 3 \left(\sqrt{\frac{32}{\xi}} \frac{A}{\text{Re}} \right) - 1 \right) \quad (9)$$

Расчетные значения предельных чисел Нуссельта для плоских каналов с двойными турбулизаторами для $\text{Pr} = 0,72$ и $\text{Pr} = 10$ в зависимости от числа Рейнольдса приведены на Рис. 4.

Расчетные значения для предельного относительного теплообмена для воздуха в плоском канале с двойными турбулизаторами при обогреве только внутренней стенки $\text{Nu}_{11\infty} / \text{Nu}_{11\infty 27} \left(\text{Nu}_{11\infty} := \text{Nu}_{1\infty} \Big|_{\frac{q_{c2}=0}{q_{c1}}} \right)$ в зависимости от числа Рейнольдса для различных значений параметра R_1 приведены на Рис. 5. Для сравнения приведены также значения $\text{Nu} / \text{Nu}_{c1}$ для круглой трубы с турбулизаторами, а также $\text{Nu}_{11\infty} / \text{Nu}_{11\infty 27}$ для кольцевого канала $R_1 = \frac{1}{4}$, $R_1 = \frac{1}{2}$ и $R_1 = \frac{3}{4}$ (R_1 - отношение диаметров внутренней и наружной труб кольцевого канала) с турбулизаторами на внутренней трубе с аналогичными граничными условиями и аналогичные значения для плоских каналов с односторонними турбулизаторами. Значения $\text{Nu}_{11\infty 27}$ выбирались по эмпирическим формулам, приведенным в [15]; в дальнейшем те же зависимости были использованы и при расчете $\text{Nu}_{1\infty 27}$.

Представленные данные по теплообмену дают возможность сделать общий следующий вывод: относительный предельный теплообмен в плоском канале с двусторонними турбулизаторами потока снижается с увеличением числа Рейнольдса (несмотря на то, что имеет место как увеличение, так и снижение предельного гидравлического сопротивления канала), уменьшаясь с увеличением числа Рейнольдса.

Для всех случаев относительный предельный односторонний теплообмен для плоского канала с двусторонними турбулизаторами при обогреве только внутренней стенки всегда ниже, чем для круглой трубы с турбулизаторами, и выше, чем для кольцевого канала. Следовательно, с точки зрения предельной турбулизации наибольшая интенсификация имеет место для круглой трубы с турбулизаторами, для плоского канала с турбулизаторами на обеих поверхностях интенсификация теплообмена ниже, еще ниже она для кольцевого канала с турбулизаторами на внутренней стенке. Предельный относительный теплообмен для плоского канала с двойными турбулизаторами несколько выше, чем для плоских каналов с односторонними турбулизаторами, однако это превышение невелико.

После сравнения теоретических данных по предельному теплообмену для плоского канала с двойными турбулизаторами с теоретическими данными для круглой трубы [1; 3; 5; 6], а также с кольцевым каналом [9], следует перейти к сравнению его с соответствующими существующими экспериментальными данными.

Наиболее подходящими для вышеуказанного сравнения являются экспериментальные данные, приведенные в [17; 18]. В работах [Ibidem] указывается, что существующие экспериментальные данные позволяют при насыщении интенсификации теплообмена, происходящего в случае, когда турбулизаторы выходят за пределы ламинарного и переходного слоев, достигнуть значений роста теплоотдачи в $2 \div 2,8$ раза при росте гидравлического сопротивления в $3,35 \div 6$ раза [Ibidem], в то время как теоретическое значение предельного теплообмена, полученное по методике, разработанной в рамках данной работы, приближается к 3,0. Следовательно, теоретические данные, хорошо коррелируя с экспериментальными, указывают на то, что при данном методе интенсификации теплообмена выявлены почти все его резервы [8].

На Рис. 6 показан относительный предельный теплообмен $Nu_{1\infty}/Nu_{1\infty 2T}$ при двустороннем обогреве для плоского канала с двусторонними турбулизаторами и для кольцевого канала.

Из Рис. 6 отчетливо видно, что обогрев наружной стенки $\left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}} \uparrow\right)$ существенно снижает относительный предельный теплообмен $Nu_{1\infty}/Nu_{1\infty 2T}$ на поверхностях как для плоского, так и для кольцевого каналов.

Снижение предельного относительного теплообмена $Nu_{1\infty}/Nu_{1\infty 2T}$ для плоского канала при $\left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}} \uparrow\right)$ происходит несколько слабее, чем для кольцевого канала, поэтому в этом отношении плоский канал с двойными турбулизаторами предпочтительнее кольцевого; однако для плоского канала с односторонними турбулизаторами вышеупомянутое снижение происходит несколько слабее, чем с двусторонними, что обуславливает редукцию последних по отношению к первым в этом отношении. Следовательно, максимальный предельный теплообмен для плоского канала $Nu_{1\infty}/Nu_{1\infty 2T}$ может быть получен при одностороннем обогреве $\left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}} \rightarrow 0\right)$. В данном исследовании не рассматриваются случаи с отрицательными значениями $\left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}}\right)$.

После рассмотрения влияния на предельный теплообмен в плоском канале с двойными турбулизаторами режима течения теплоносителя, граничных условий теплообмена необходимо рассмотреть его зависимость от числа Прандтля. На Рис. 7 приведена зависимость предельного теплообмена в плоском канале с двойными турбулизаторами при обогреве только внутренней стенки $Nu_{11\infty}/Nu_{11\infty 2T}$ в зависимости от числа Прандтля при фиксированном числе Рейнольдса $Re = 10^4$; расчетные данные для других чисел Рейнольдса имеют сходный характер.

Для сравнения приведены соответствующие данные по относительному предельному теплообмену $Nu_{11\infty}/Nu_{11\infty 2T}$ для кольцевого канала с турбулизаторами на внутренней трубе с $R_1 = 0,5$ и для круглой трубы с турбулизаторами $(Nu_{\infty}/Nu_{\infty 2T})$ при прочих равных условиях (для $Re = 10^4$).

Анализ данных по предельному теплообмену в плоских каналах с двойными турбулизаторами в зависимости от числа Прандтля, представленных на Рис. 7, показывает, что относительный предельный теплообмен $Nu_{11\infty}/Nu_{11\infty 2T}$ для плоского канала с двойными турбулизаторами довольно резко снижается с увеличением числа Прандтля, но оно несколько ниже, чем для плоских каналов с односторонними турбулизаторами.

Наибольшие значения предельного относительного теплообмена для плоского канала (с односторонними и двусторонними турбулизаторами) как и в случае предельного теплообмена для круглой трубы находятся в области газообразных теплоносителей.

Очевидно, что снижение относительного предельного теплообмена $Nu_{11\infty}/Nu_{11\infty 2T}$ для плоского канала при увеличении числа Прандтля происходит гораздо быстрее, чем для круглой трубы, и практически так же, как для кольцевого канала с турбулизаторами на внутренней трубе.

Следовательно, круглая труба с турбулизаторами имеет преимущество для интенсификации теплообмена при более высоких числах Прандтля не только перед кольцевыми каналами с турбулизаторами на внутренней трубе [9], но и перед плоскими каналами с турбулизаторами, как с односторонними, так и двусторонними.

Важным показателем зависимости предельной интенсификации теплообмена для различных каналов от числа Прандтля является такое число Прандтля, при котором предельная интенсификация становится равной единице.

Например, $(Nu_{\infty}/Nu_{\infty_{\text{сэт}}})|_{\text{max}} = 1,00$ достигается для круглой трубы с турбулизаторами при $Pr = 85,6$ (при использовании для расчета $Nu_{\infty_{\text{сэт}}}$ формулы Диттуса-Боэлтера). Следует отметить, что значения $(Nu_{11\infty}/Nu_{11\infty_{\text{сэт}}})|_{\text{max}}$ и $(Nu_{\infty}/Nu_{\infty_{\text{сэт}}})|_{\text{max}}$ реализуются при различных числах Рейнольдса для разных каналов.

Для кольцевого канала с турбулизаторами на внутренней трубе $(Nu_{11\infty}/Nu_{11\infty_{\text{сэт}}})|_{\text{max}} = 1,00$ достигается при $Pr = 11,6$ для $R_1 = \frac{3}{4}$; при $Pr = 7,9$ для $R_1 = \frac{1}{2}$ и при $Pr = 7,5$ для $R_1 = \frac{1}{4}$.

Для плоского канала с турбулизаторами на внутренней поверхности при одностороннем обогреве $(Nu_{11\infty}/Nu_{11\infty_{\text{сэт}}})|_{\text{max}} = 1,00$ достигается при $Pr = 17,3$ [8], а для плоского канала с двойными турбулизаторами потока при одностороннем обогреве вышеуказанный параметр достигается при $Pr = 18,6$.

Следовательно, для плоских каналов с односторонними и двусторонними турбулизаторами предельная интенсификация теплообмена возможна при более высоких числах Прандтля, чем для кольцевых каналов, но и по этому показателю они также уступают круглым трубам.

В работах [1; 3; 5; 6] было теоретически доказано, что для круглых труб с турбулизаторами в случае предельного теплообмена в определенной области чисел Рейнольдса $Re \approx (1 \div 2) 10^4$ перенос теплоты преобладает над переносом импульса, а затем, вплоть до $Re \approx 5 \cdot 10^4$, перенос теплоты становится меньшим, чем перенос импульса; после чего различие между ними снижается [Там же].

Разработанная выше методика расчета предельного теплообмена и гидравлического сопротивления для плоских каналов с двойными турбулизаторами позволяет построить для них аналогичную закономерность.

Указанная закономерность для воздуха отражена на Рис. 8, где показана зависимость $\Xi(Re) =: \frac{Nu_{11\infty}/Nu_{11\infty_{\text{сэт}}}(Re)}{\xi/\xi_{\text{сэт}}}(Re)$. Для сравнения приведены соответствующие данные для круглой трубы с тур-

булизаторами [Там же] $\left(\Xi(Re) =: \frac{Nu_{\infty}/Nu_{\infty_{\text{сэт}}}(Re)}{\xi/\xi_{\text{сэт}}}(Re) \right)$.

Из Рис. 8 видно, что параметр Ξ для плоского канала с двойными турбулизаторами составляет гораздо меньшую величину, чем для круглой трубы, и несколько меньшую, чем для плоских каналов с односторонними турбулизаторами, но это снижение довольно мало.

Последнее указывает на то, что круглая труба имеет преимущество с точки зрения предельной интенсификации теплообмена по сравнению с плоским каналом.

Анализ приведенных расчетных данных для предельного теплообмена - гидросопротивления Ξ для плоских каналов с двойными турбулизаторами потока показывает, что достижение незначительного превышения предельного теплообмена над плоскими каналами с односторонними турбулизаторами потока сопровождается большим превышением предельного гидравлического сопротивления, что указывает на редукцию двойных турбулизаторов по отношению к односторонним в отношении параметра Ξ . Вышеприведенные выводы имеют место и для неопределенных случаев теплообмена, рассмотренных в данном томе с теоретической, а в [16] - с экспериментальной точек зрения.

Кроме того, для плоского канала как с односторонними, так и с двусторонними турбулизаторами уже нет областей с преобладанием переноса теплоты над переносом импульса, а также отсутствует область снижения преобладания переноса импульса над переносом теплоты (при приближении к $Re \approx 10^5$ значения Ξ только в некоторой степени стабилизируются), что характерно для круглой трубы.

Последнее является дополнительным доводом для редукции плоского канала как с односторонними, так и с двусторонними турбулизаторами по отношению к круглой трубе.

Основные выводы

Таким образом, разработана теоретическая модель расчета и получены аналитические зависимости предельного теплообмена и гидравлического сопротивления для плоского канала с двусторонними турбулизаторами с двусторонним обогревом в зависимости от режимов течения теплоносителя, а также граничных условий теплообмена.

Значения относительного предельного теплообмена для плоских каналов с двусторонними турбулизаторами незначительно выше, чем для односторонних, определенно несколько выше, чем для кольцевых, и всегда ниже, чем для круглой трубы [8], однако это превышение обусловлено более высоким повышением предельного гидравлического сопротивления.

Подводя итоги, следует отметить, что для плоских каналов как с односторонними, так и с двусторонними турбулизаторами предельный перенос теплоты не может преобладать над переносом импульса, в то время как для круглых труб в определенной области чисел Рейнольдса это возможно.

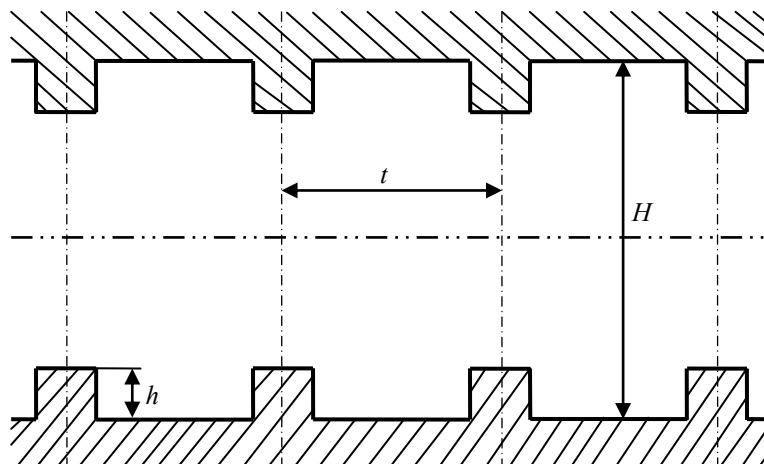


Рис. 1. Плоский канал с симметрично расположенными турбулизаторами одинаковых высот и шагов на обеих поверхностях (двойные турбулизаторы)

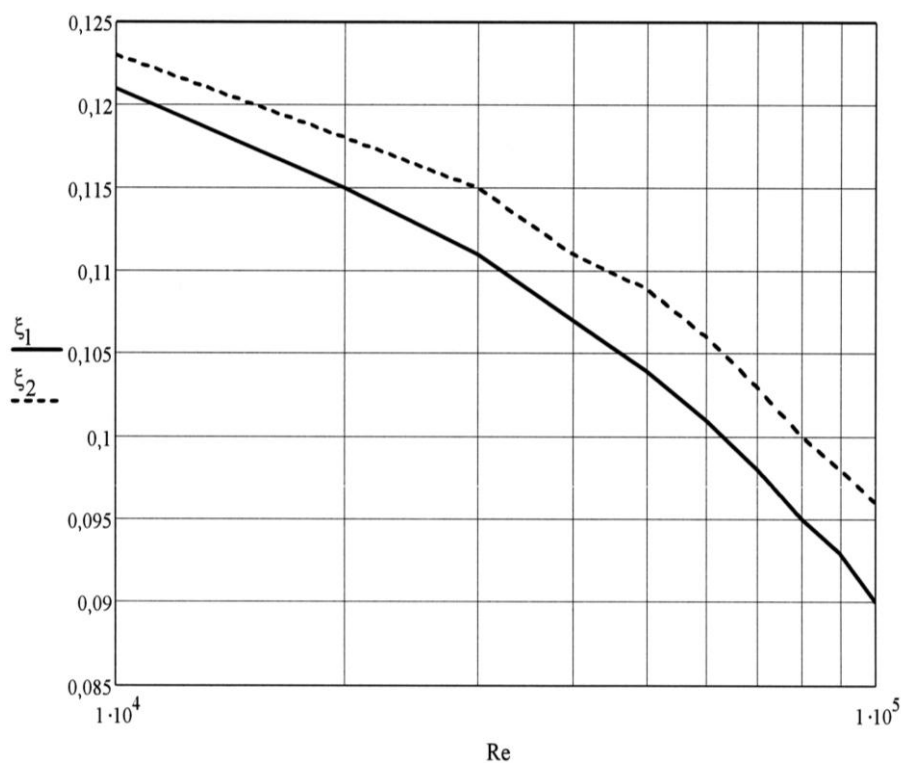


Рис. 2. Абсолютные значения предельного коэффициента гидравлического сопротивления для плоского канала в зависимости от числа Рейнольдса (ξ_1 , ξ_2 - односторонние и двусторонние турбулизаторы, соответственно)

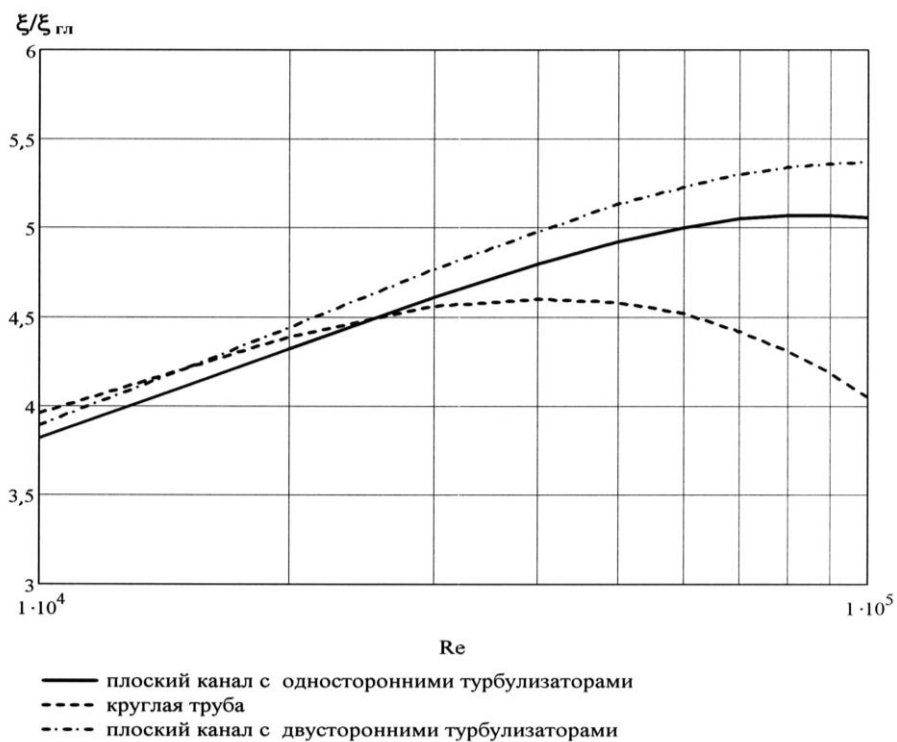


Рис. 3. Значения отношений предельного коэффициента гидравлического сопротивления для плоского канала с двойными турбулизаторами потока к соответствующему гладкому каналу $\xi/\xi_{\text{гп}}$ в зависимости от числа Рейнольдса

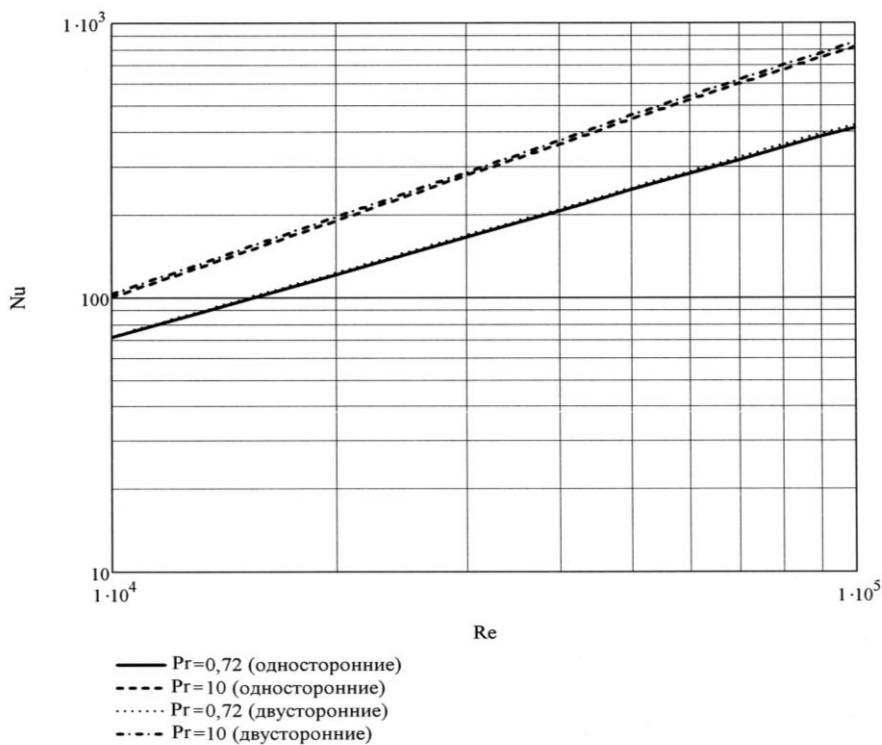


Рис. 4. Абсолютные значения предельных чисел Нуссельта для $Pr = 0,72$ и $Pr = 10$ для плоского канала с двойными турбулизаторами в зависимости от числа Рейнольдса

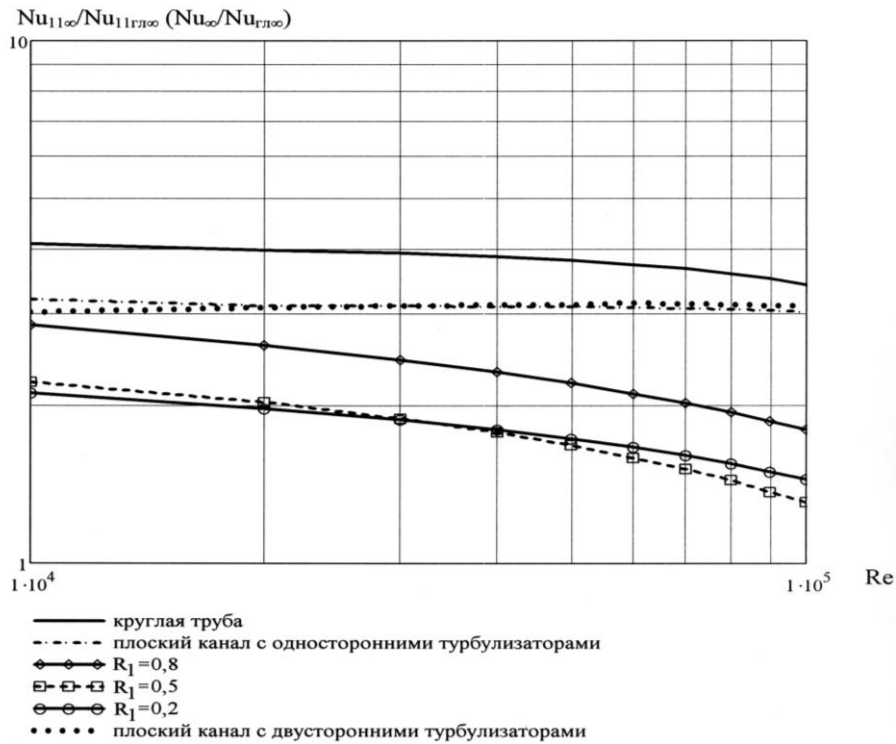


Рис. 5. Расчетные значения предельного относительного теплообмена $Nu_{1\infty}/Nu_{1ГЛ\infty}$ для воздуха в плоском канале с двусторонними турбулизаторами при одностороннем обогреве в зависимости от числа Рейнольдса

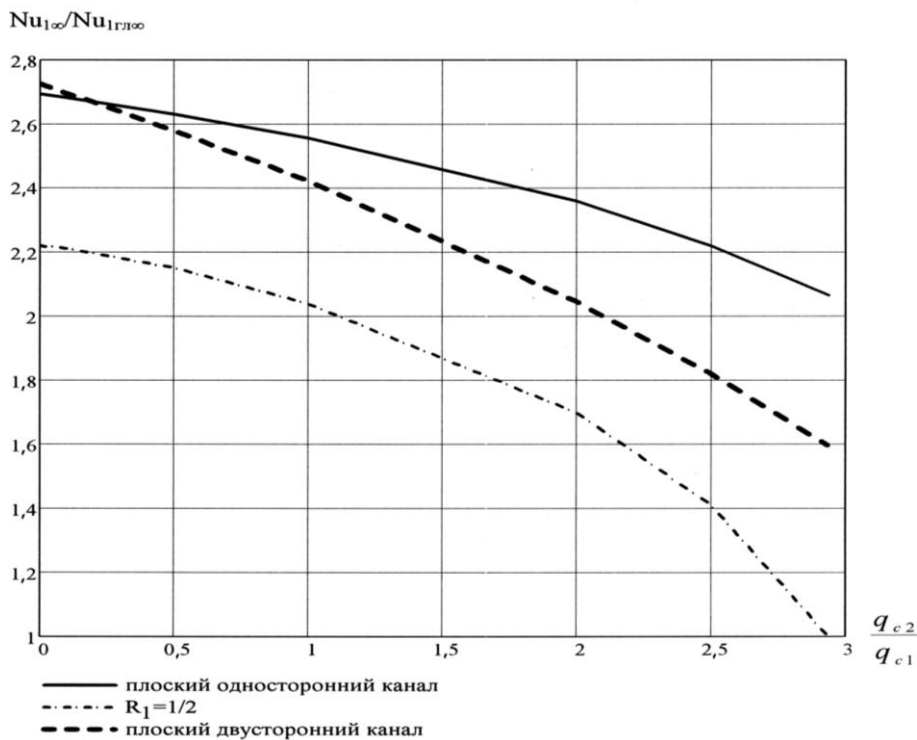


Рис. 6. Относительный предельный теплообмен $Nu_{1\infty}/Nu_{1ГЛ\infty}$ при двустороннем обогреве для плоского и кольцевого каналов с $R_1 = \frac{1}{2}$ при прочих равных условиях ($Re = 10^4$; $Pr = 0,72$) приводится в зависимости от отношения тепловых потоков $\left(\frac{q_{c2}}{q_{c1}}\right)$ при наружном и внутреннем обогреве, соответственно

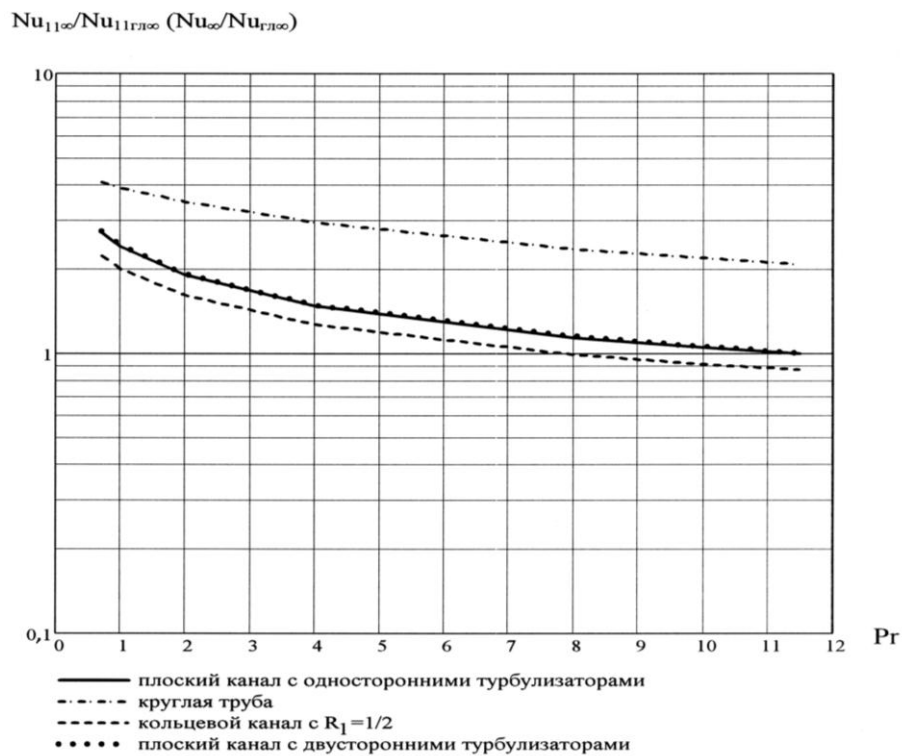


Рис. 7. Зависимость предельного теплообмена в плоском канале с двойными турбулизаторами при обогреве только внутренней стенки $Nu_{11\infty}/Nu_{11\text{ст}\infty}$ в зависимости от числа Прандтля

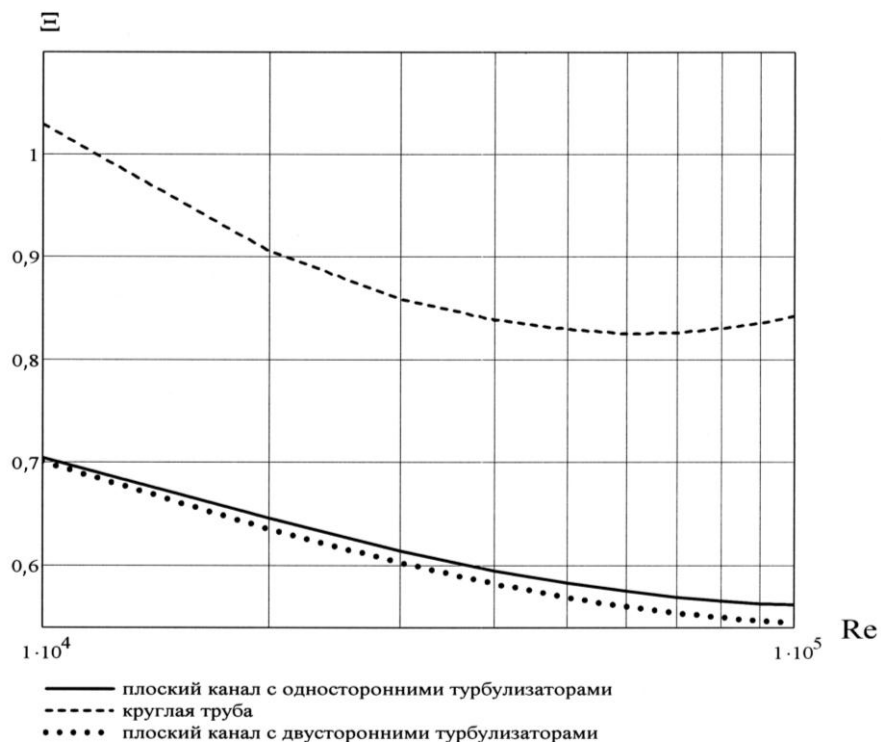


Рис. 8. Зависимость параметра Ξ при $Re = 10^4$ и $Pr = 0,72$ для плоского канала с двойными турбулизаторами при одностороннем обогреве

Список литературы

1. Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е. Исследование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // Теплофизика высоких температур. 2002. Т. 40. № 6. С. 958-963.
2. Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е. Математическое моделирование предельного интенсифицированного теплообмена при применении ленточных закручивателей в трубах с турбулизаторами // Тезисы докладов Второй российской конференции «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках». М.: Изд-во МЭИ, 2005. С. 193-194.
3. Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е. Моделирование предельной интенсификации теплообмена в круглых трубах и кольцевых каналах за счет искусственной турбулизации потока для различных теплоносителей с постоянными и переменными теплофизическими свойствами // Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели: сб. тезисов докладов XII Всероссийской межвузовской научно-технической конференции. М., 2004. С. 99-100.
4. Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е. Моделирование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока для различных теплоносителей с постоянными и переменными теплофизическими свойствами // Тезисы докладов и сообщений V Минского международного форума по тепломассообмену. Минск, 2004. Т. 1. С. 67-69.
5. Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е. Моделирование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока для различных теплоносителей с постоянными и переменными теплофизическими свойствами // Труды V Минского международного форума по тепломассообмену. Минск, 2004. Т. 1. № 27. С. 1-9.
6. Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е. Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // Инженерно-физический журнал. 2003. Т. 76. № 1. С. 46-51.
7. Калинин Э. К., Дрейцер Г. А., Ярхо С. А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208 с.
8. Лобанов И. Е. Математическое моделирование предельного теплообмена за счет турбулизации потока при турбулентном течении в плоских каналах с турбулизаторами // Актуальные проблемы российской космонавтики: материалы XXXIV Академических чтений по космонавтике / под общ. ред. А. К. Медведевой. М.: Комиссия РАН по разработке научного наследия пионеров освоения космического пространства, 2010. С. 200-202.
9. Лобанов И. Е. Моделирование предельного теплообмена посредством турбулизации потока для кольцевых каналов // Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: труды IV школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН В. Е. Алемасова. Казань: КГУ, 2004. С. 134-142.
10. Мигай В. К. Интенсификация конвективного теплообмена в трубах и каналах теплообменного оборудования: дисс. ... д-ра техн. наук. Л., 1973. Т. 1. 327 с.
11. Мигай В. К. Интенсификация конвективного теплообмена в трубах и каналах теплообменного оборудования: приложение к дисс. ... д-ра техн. наук. Л., 1973. Т. 2. 85 с.
12. Новиков И. И., Воскресенский К. Д. Прикладная термодинамика и теплопередача. М.: Атомиздат, 1977. 349 с.
13. Новиков И. И., Воскресенский К. Д. Прикладная термодинамика и теплопередача. М.: Госатомиздат, 1961. 548 с.
14. Новожилов И. Ф., Мигай В. К. Интенсификация конвективного теплообмена внутри труб путем применения искусственной шероховатости // Теплоэнергетика. 1964. С. 57-63.
15. Петухов Б. С., Генин Л. Г., Ковалев С. А. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: Энергоатомиздат, 1986. 470 с.
16. Эффективные поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
17. Dreitsler G. A., Myakotchin A. S., Lobanov I. E. A simple method for evaluation of heat transfer enhancement in tubular heat exchangers under single-phase flow, boiling, condensation and fouling conditions // Proceedings of the Third international conference on compact heat exchangers and enhancement technology for the process industries held at the Davos congress centre. Davos (Switzerland), 2001. P. 445-455.
18. Dreitsler G. A., Myakotchin A. S., Lobanov I. E. Effective heat transfer enhancement in tubular heat exchangers under single-phase flow, boiling, condensation and fouling conditions // International journal of heat exchangers. 2002. V. III. № 3. P. 105-127.

УДК 621.317

*Елена Сергеевна Морозова**Уфимский государственный авиационный технический университет*МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И МЕТОДИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИДЕНТИФИКАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТРЕХКОМПОНЕНТНОГО ФЕРРОЗОНДОВОГО МАГНИТОМЕТРА[®]

Известные и предложенные ранее статические математические модели магнитометрической аппаратуры (ММА) с феррозондовыми датчиками позволили на определенном этапе развития магнитометрии добиться существенных результатов в плане улучшения метрологических характеристик. Однако, дальнейшее повышение точности ММА, в которых алгоритмическая обработка результатов измерений выполняется по данным моделям, сопряжено с определенными трудностями.