

УДК 532.542

А.А. Баскова, аспирант, ORCID 0000-0003-2864-8995  
Г.А. Воропаев, д-р. физ. мат. наук, проф., ORCID 0000-0001-5615-6344  
Национальный технический университет Украины  
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

## ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ ГОФРИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА СТРУКТУРУ ТЕЧЕНИЯ И ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА В ТРУБЕ

*Проведено численное моделирование тепловых и гидродинамических процессов в трубах с гофрированными вставками различных геометрических параметров. На основании двух введенных безразмерных параметров: длины волны  $k_1=l/R$  и амплитуды гофрированной поверхности  $k_3=2a/R$  выполнен анализ структуры вихревого течения в трубе и теплообмена на её поверхности. Показана взаимосвязь этих параметров с определяющим числом Рейнольдса  $Re_d$  и длиной начального участка трубы. Определено необходимое количество волн в зависимости от их длины для установления автомодельного режима течения. Найдено значение параметров  $k_1, k_3$  в зависимости от числа  $Re_d$ , при которых значение перепада давления в гофрированной трубе минимально превышает значение перепада давления в гладкой трубе, а теплообмен максимален по сравнению с гладкой трубой. Полученные значения перепада давления в трубе с гофрированной вставкой не превышают значения в гладкой трубе более, чем на 4 %, что позволяет определять энергоэффективность труб с незагромождающим гофром только по значениям чисел Нуссельта.*

**Ключевые слова:** течение в трубе, интенсификация теплоотдачи, гидравлическое сопротивление, структура течения, завихренность потока, незагромождающий гофр.

### Вступление

Гофрирование – один из наиболее распространенных методов структурирования теплообменных поверхностей, нашедший широкое применение при разработке новых и реконструкции уже существующих теплообменных аппаратов в энергетике и промышленности. Эффективность данного метода интенсификации теплообмена определяется прежде всего геометрией развитой поверхности. Правильный подбор геометрических параметров гофрирования позволяет не только увеличить коэффициент теплоотдачи, но и снизить сопутствующие гидравлические потери при соответствующем числе Рейнольдса. Анализ влияния геометрических параметров гофрированной поверхности в определенных диапазонах чисел Рейнольдса и Прандтля посвящено достаточно много работ [1-5].

Энергетическая эффективность структурированной поверхности, которая определяется отношением интенсивности теплообмена к гидравлическим потерям на ее осуществление, зависит и от режима течения, и от физических свойств теплоносителя, что и определяет индивидуальные свойства геометрии теплообменной поверхности. В зависимости от сочетания этих параметров теплоотдача может возрастать в несколько раз по сравнению с гладкой поверхностью при пропорциональном росте гидравлического сопротивления [3, 4]. Однако эффективной теплообменная поверхность становится только в случае, когда теплоотдача на ней возрастает существенно больше, чем ее гидравлическое сопротивление, что и определяет условие выбора геометрии теплообменной поверхности в заданном диапазоне чисел Рейнольдса. Общее гидравлическое сопротивление трубы можно варьировать с помощью частичного гофрирования поверхности, обеспечивающего накопление возмущений вниз по потоку на определенной длине и увеличивающего теплообмен не только на гофрированной поверхности, но и в следе за ней. Такого типа развитые поверхности изучены мало.

### Цель и задание работы

Целью проведенного численного исследования является:

- 1) установление взаимосвязи теплогидравлических характеристик внутреннего течения в трубе с геометрическими параметрами гофрированной поверхности трубы в заданном диапазоне чисел Рейнольдса при учете зависимости физических параметров теплоносителя от температуры.
- 2) на основании численного эксперимента предложить рекомендации по проектированию теплообменных поверхностей, интенсифицирующих теплообмен при минимальных гидравлических потерях.

**Постановка задачи**

Задача интенсификации теплообмена рассматривается в определенном диапазоне чисел Рейнольдса и Прандтля, что обусловлено зависимостью интенсивности теплообмена от особенностей формирования пограничного слоя и его вихревой структуры на начальном участке трубы при переходных числах Рейнольдса. При этом необходимо учитывать зависимость структуры течения не только от вида обтекаемой поверхности, но и от изменения теплофизических свойств теплоносителя, обусловленных неизотермичностью потока.

В данной работе основное внимание уделено взаимосвязи теплообмена в гофрированной трубе со структурой вихревого течения и возникающими низкочастотными пульсациями давления в рассмотренном диапазоне чисел Рейнольдса. В продолжение работы [6] выполнено исследование взаимосвязи локальной теплоотдачи и структуры течения в зависимости от отношения амплитуды волны гофра к ее длине на гофрированной поверхности в определенном диапазоне чисел Рейнольдса.

Рассматривается осесимметричное течение вязкой теплопроводной несжимаемой среды (вода) на начальном участке гладкой трубы с гофрированной вставкой конечной длины.

На рис. 1 представлена геометрия исследуемой трубы, состоящей из входного патрубка, гофрированной вставки фиксированной длины  $S/R_0 = 8$  и выходного патрубка.



Рисунок 1 - Геометрия исследуемой трубы

Рассматривается осесимметричное синусоидальное гофрирование относительно радиуса  $R+a$ , где  $R = 35$  мм,  $a$  – амплитуда синусоиды. Такая поверхность трубы не имеет локальных радиусов меньше  $R$  – не загромождающий гофр. Длина входного патрубка  $L_1 = 1500$  мм, гофрированной вставки  $S = 280$  мм, выходного патрубка  $L_2 = 1360$  мм.

Проанализированы две длины волны:  $l = 10$  мм, 40 мм, которые можно охарактеризовать как длинноволновое и коротковолновое гофрирование при разных амплитудах. Параметры гофрированной вставки представлены в табл. 1:

Таблица 1 - Геометрические параметры гофрированной вставки

Длина волны гофра $l$ , мм	Глубина волны гофра $a$ , мм	Соотношение длины волны к радиусу трубы, $k_1=l/R$	Соотношение глубины волны к её длине, $k_2=2a/l$	Соотношение глубины волны к радиусу трубы, $k_3=2a/R$
40	1,5	1,14	0,075	0,09
40	3	1,14	0,15	0,17
40	4,5	1,14	0,225	0,26
40	7	1,14	0,35	0,40
10	1	0,29	0,2	0,06
10	1,5	0,29	0,3	0,09
10	3	0,29	0,6	0,17
10	4,5	0,29	0,9	0,26

Течение вязкой теплопроводной жидкости в трубе с гофрированной вставкой описывается классической системой уравнений, записанной в осесимметричном виде [7]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_r}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} = \\ = \frac{1}{\rho} \left( -\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) + \frac{\mu}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{\mu V_r}{r^2} + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \right), \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_z}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = \\ = \frac{1}{\rho} \left( -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \mu \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{\mu}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \right), \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (rV_r)}{\partial r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (4)$$

где  $\mu$  – переменный коэффициент динамической вязкости представлен зависимостью [8]:

$$\mu = 2,791 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 1,885706 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0,03231448$$

При проведении численного эксперимента рассмотрены следующие граничные условия:

– на входе задается среднерасходная скорость  $V = (0,03 \dots 0,1)$  м/с и температура теплоносителя  $T = 60$  °С;

– на выходном сечении – условие «outflow»;

– на поверхности трубы – условие прилипания и постоянная температура  $T = 10$  °С.

Рассмотренному диапазону среднерасходных скоростей и температур на стенке трубы соответствуют следующие диапазоны чисел Рейнольдса  $Re_d = 1,6 \cdot 10^3 \dots 5,4 \cdot 10^3$  и Прандтля  $Pr = 3,00 \dots 9,41$ .

Задача решалась численно в пакете Fluent в сочетании с генератором разностных сеток Gambit. Фрагмент структурированной сетки со сгущением к стенке трубы приведен на рис. 2:

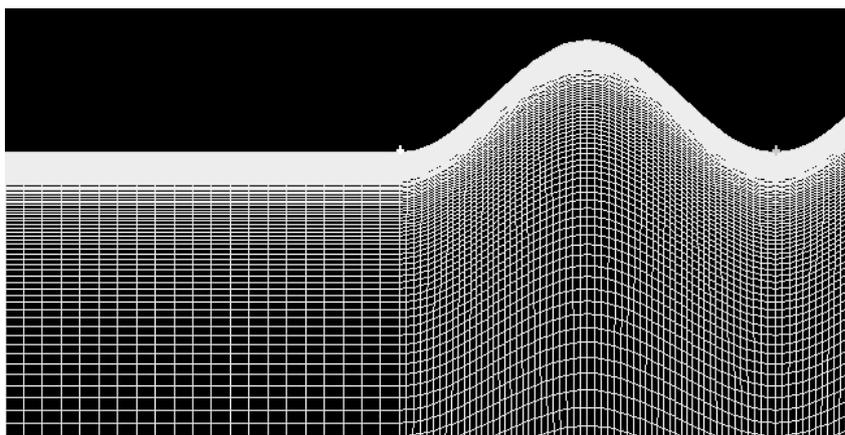


Рисунок 2 - Фрагмент структурированной сетки расчетной области

Параметры сетки варьировались:

- по оси OX применялся постоянный шаг в диапазоне  $\Delta x = (0,33 \dots 1)$  мм,
- по оси OY применялся переменный шаг:  $\Delta y_{\min} = (0,0022 \dots 0,06)$  мм, с коэффициентом нарастания величины шага  $a = 1,05$ .

Общее количество ячеек – до 500000.

**Результаты численного эксперимента**

Изменение амплитуды незагромождающего гофрирования поверхности трубы при длинах волн, сопоставимых с радиусом трубы, должно приводить к периодическому изменению площади сечения трубы и соответствующему периодическому локальному изменению среднерасходной скорости и давления при ламинарном течении в трубе.

При  $l \ll R$ , независимо от амплитуды гофрирования, изменением среднерасходной скорости по длине волны можно пренебречь. Все изменения параметров потока происходят в районе поверхности трубы и в зависимости от амплитуды гофрирования и числа Рейнольдса, что может соответствовать течению в шероховатых трубах. Но для незагромождающего гофрирования при малых числах Рейнольдса пренебрегают изменением градиента давления по сравнению с градиентом давления в гладкой трубе, так как вихревые течения внутри углублений гофра устойчивы независимо от их глубины.

При гофрировании с длинами волн  $l \sim R$  задача становится многопараметрической, так как параметры течения зависят не только от числа Рейнольдса по радиусу трубы и по длине волны гофрирования, но и от амплитуды гофрирования, из-за необходимости учета эффекта периодической конфузурности. Но эта периодичность слабо влияет на перепад давления по длине трубы. Так при максимальной амплитуде гофра общие гидравлические потери возросли по сравнению с гладкой трубой не более, чем на 5%.

Переходные режимы течения, которые устанавливаются в трубе при рассмотренных числах Рейнольдса и температурном поле теплоносителя, характеризуются потерей устойчивости потока уже на начальном участке трубы. Возмущения потока нарастают по длине трубы. Область конечных возмущений в трубе локализуется при числах Рейнольдса, взятых по длине невозмущенного участка:  $Re \sim 70000 \dots 115000$ , которая начинает устанавливаться через характерное время расчета  $\tau_0 = L/V$ , где  $L$  - длина расчетной области,  $V$  - среднерасходная скорость. При  $\tau > 2\tau_0$  расчет выходит на квазипериодические осцилляции перепада давления при постоянном значении давления на входе в трубу.

Динамику изменений значений перепада давления в трубе (рис. 3) можно связать с процессом вихреобразования и со скоростью переноса возникающих крупномасштабных вихрей вниз по потоку.

Гофрированная вставка располагалась ниже по потоку от области возникновения конечных возмущений в трубе, и ее можно не считать источником первоначальных возмущений.

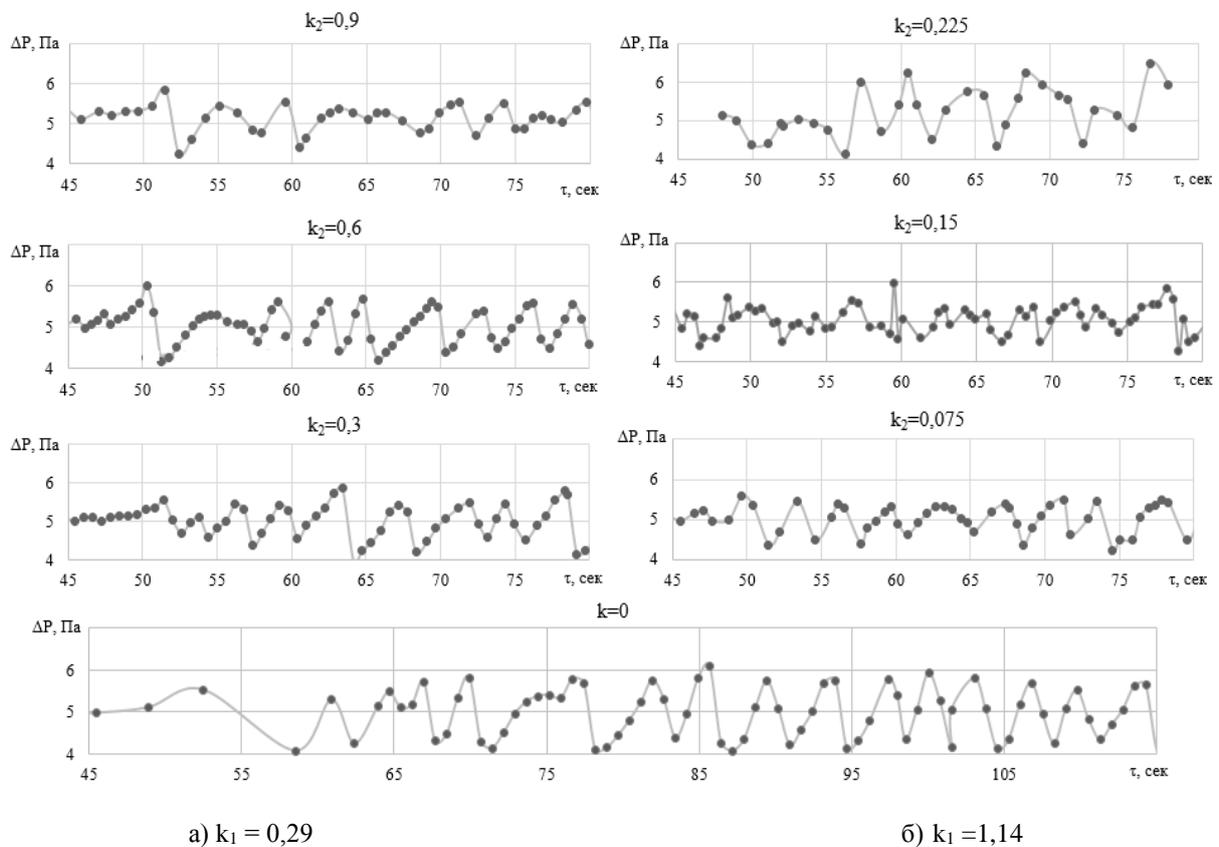
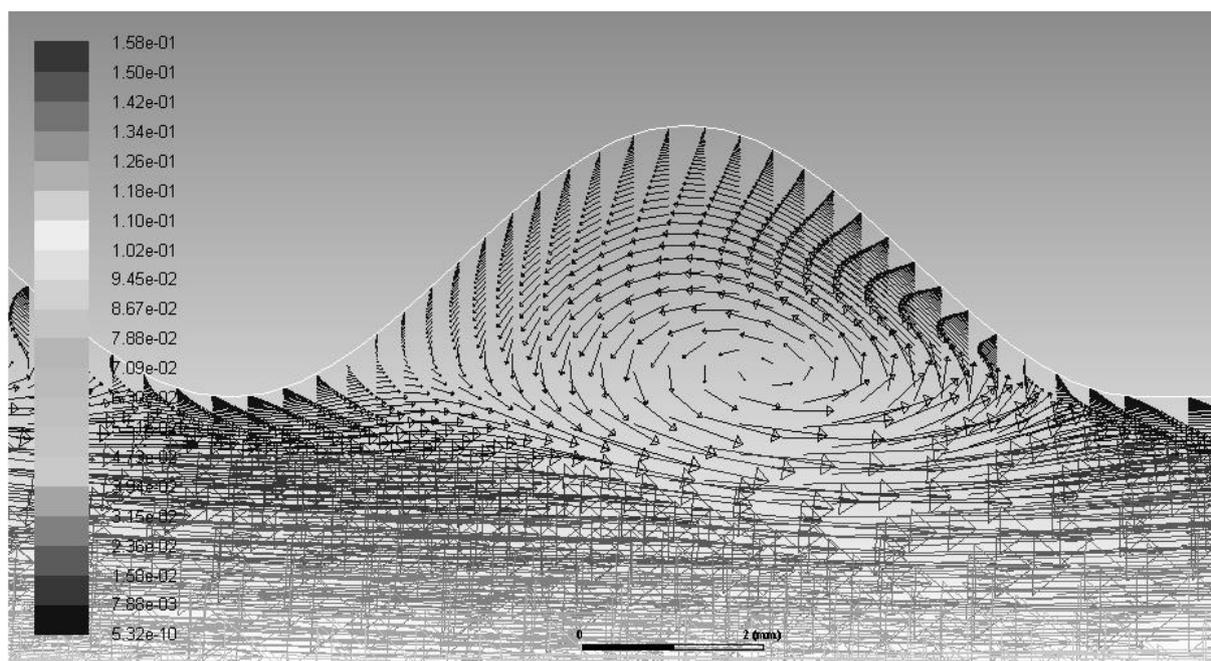


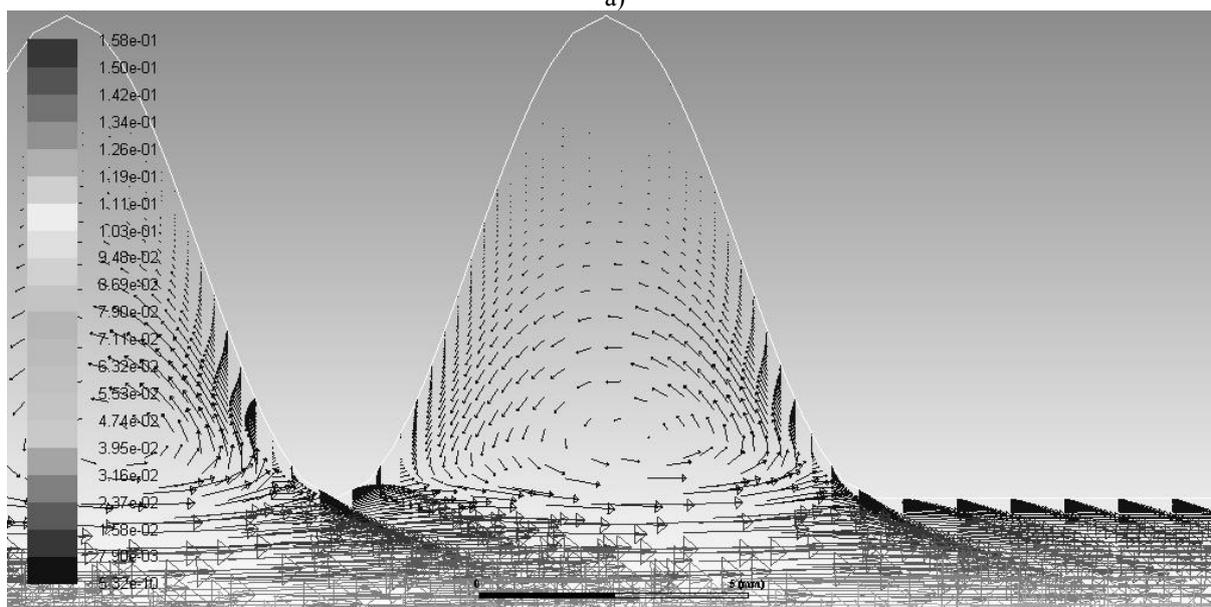
Рисунок 3 – Мгновенные значения перепада давления

Анализ численных результатов параметров течения на начальном участке трубы при переходных числах Рейнольдса показал достаточно узкий диапазон чисел  $Re_x$ , при котором формируются низкочастотные возмущения конечной амплитуды, параметры которых слабо зависят от выбранных параметров сетки. Введение гофрированных вставок рассмотренных геометрических параметров уменьшает амплитуду колебаний давления, что говорит об уменьшении скорости нарастания возмущений в потоке.

Амплитуда и длина волны гофра определяют структуру вихревого течения внутри него. На рис.4 показаны мгновенные значения завихренности внутри впадин гофрированной поверхности различной глубины ( $k_2 = 0,3$ ;  $k_2 = 0,9$ ) при малой длине волны  $k_1 = 0,29$  и среднерасходной скорости  $V = 0,1$  м/с. Эти безразмерные значения углублений соответствуют общепринятым понятиям мелкого и глубокого углубления соответственно. В относительно мелком углублении, вихрь имеет характерный размер равный глубине впадины и вовлекает в движение практически весь ее объем, в то время как в глубоком образуется застойная зона жидкости.



а)



б)

Рисунок 4 – Векторные поля скорости в гофрах различной глубины:  
а –  $k_2 = 0,3$ ; б –  $k_2 = 0,9$ ,  $k_1 = 0,29$  при  $Re = 0,54 \cdot 10^4$

При рассмотренном числе Рейнольдса по длине волны ( $Re_l = 770$ ) внутри углубления формируется один вихрь практически по центру впадины, несколько смещенный к ее наветренной стороне. Формирование вихревого течения внутри углублений гофра существенно изменяет не только величины напряжений сдвига на гофрированной поверхности, но и знак напряжений: так благодаря образованию циркуляционного вихревого течения напряжение сдвига внутри углубления становится отрицательным, на гребнях гофра напряжения сдвига существенно превышают напряжение сдвига в гладкой трубе при соответствующем значении числа Рейнольдса.

В соответствии со структурой вихревого течения в углублениях изменяется теплообмен. Так при увеличении амплитуды коротковолнового гофра ( $k_1=0,29$ ) конвективная составляющая теплообмена уменьшается под влиянием образующейся застойной зоны (рис. 5):

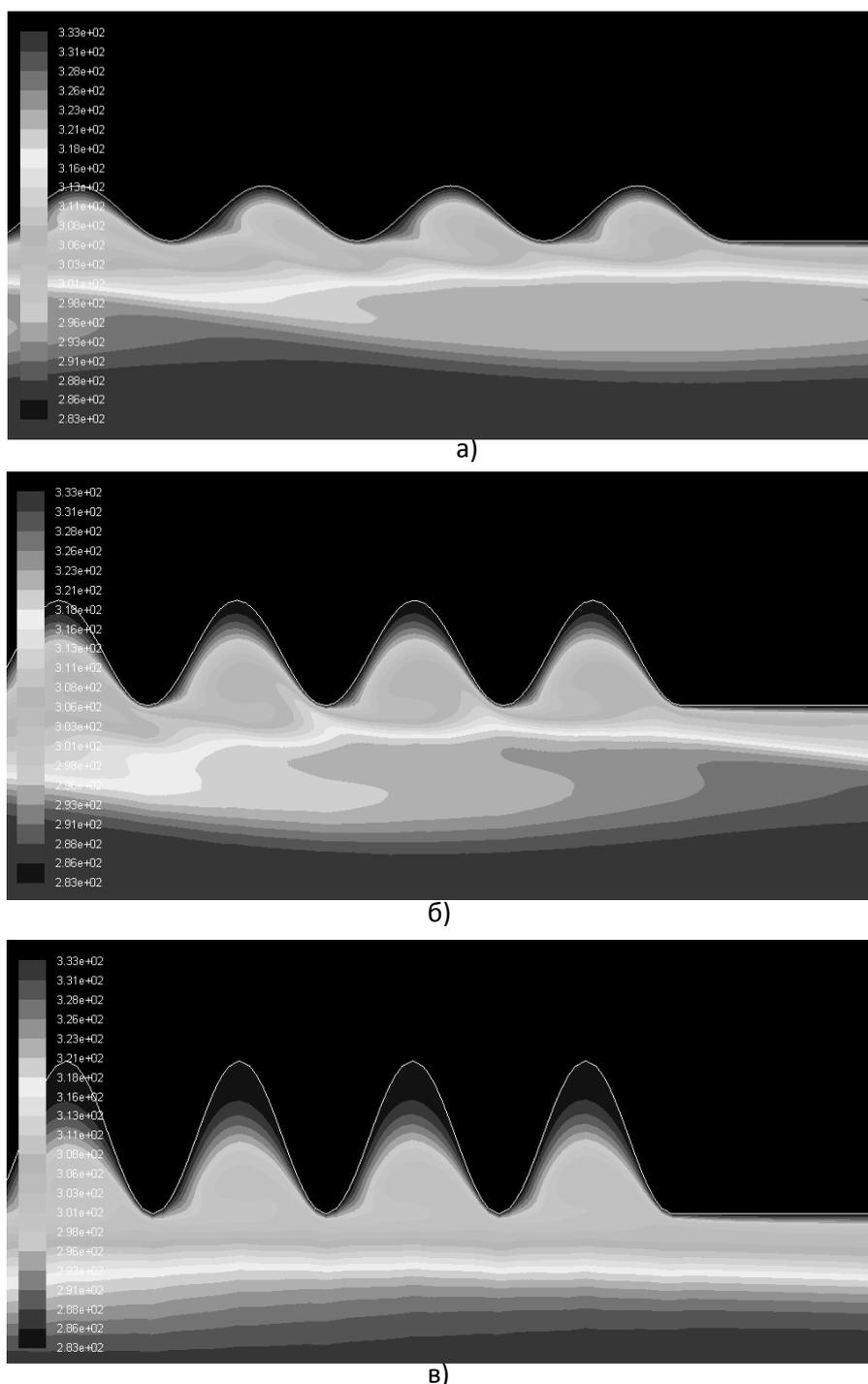
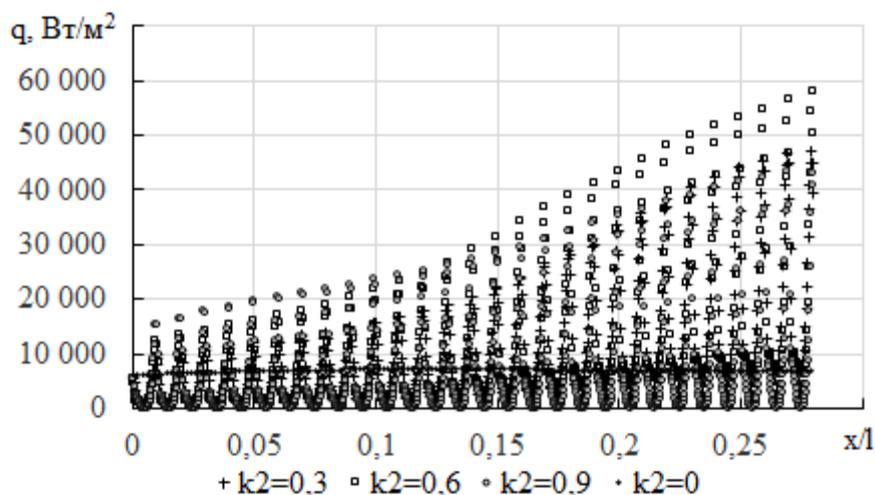


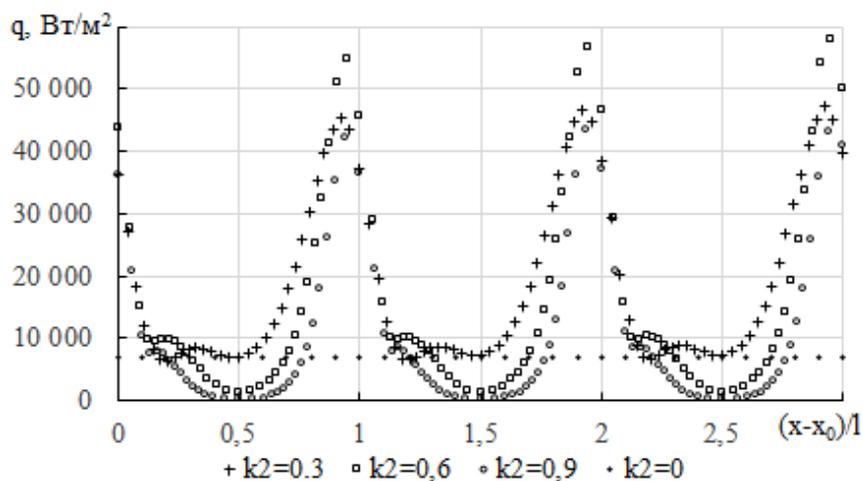
Рисунок 5 – Температурные поля в гофрах с различной глубиной углубления:  
 а –  $k_2 = 0,3$ ; б –  $k_2 = 0,6$ , в -  $k_2 = 0,9$ ;  $k_1 = 0,29$  при  $Re = 0,54 \cdot 10^4$

При рассмотрении процессов передачи теплоты необходимо учитывать изменение теплообмена как за счёт изменения структуры течения, так и за счёт развития теплоотдающей поверхности. Увеличение площади теплообмена гофрированной поверхности частично компенсирует снижение теплоотдачи, однако большая стабилизация потока при  $k_2 > 0,6$  приводит к снижению теплоотдачи как на гофрированном участке, так и на выходном патрубке, где течение становится менее возмущенным по сравнению с гладкой трубой при данном числе Рейнольдса.

Расположение волны гофра по длине вставки влияет на структуру течения и теплообмен в гофре. От гофра к гофру завихренность в углублении растёт, как и интенсивность теплообмена. Наибольшее значение плотности теплового потока на длине волны гофра, как и следовало ожидать, приходится на гребень гофра, где толщина пограничного слоя минимальна (рис. 6):



а)



б)

Рисунок 6 – Плотность теплового потока на: а - гофрированной вставке и б - в трех последних углублениях коротковолнового гофра различной глубины

Длинноволновая гофрированная вставка ( $k_1 = 1,14$ ) при числе Рейнольдса по длине волны гофра  $Re_l = 3000$  в рассмотренном диапазоне амплитуд демонстрирует не только увеличение теплообмена с увеличением амплитуд, но и увеличение плотности потока теплоты на единицу площади. По интенсивности теплообмена наиболее эффективной оказалась геометрия лунки, характеризующаяся коэффициентом  $k_2 = 0,225$ , что обусловлено как организацией структуры течения без зоны застоя, так и развитием теплоотдающей поверхности. Благодаря более интенсивному вихревому течению в

углублениях гофра теплоотдача превосходит теплоотдачу в гладкой трубе не только на вершинах гофров, но и в углублениях (рис. 7):

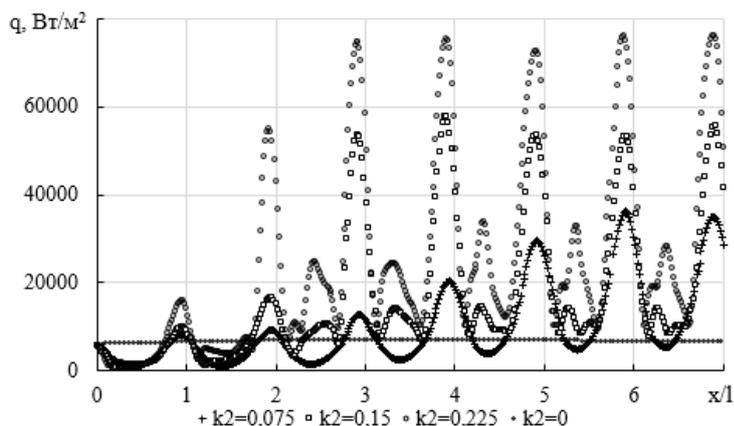


Рисунок 7 - Плотность теплового потока в длинноволновом гофре при различной амплитуде

Интенсивное нестационарное вихревое течение внутри длинноволновых углублений способствуют образованию многотовальной структуры течения (рис. 8), разрушающей пограничный слой на стенках внутри гофра, благодаря чему формируется единая зона повышенной теплоотдачи.

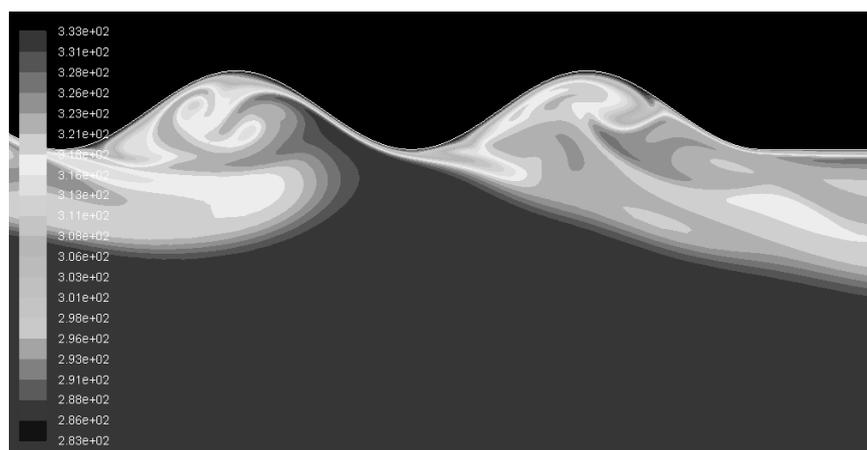


Рисунок 8 – Температурное поле в двух последних гофрах,  $k_2=0,225$

Безразмерные тепло-гидравлические характеристики труб с гофрированной вставкой, отнесенные к тепло-гидравлическим характеристикам гладкой трубой при числе Рейнольдса  $5,4 \cdot 10^3$ , представлены в Таблице 2. С увеличением  $k_1$  растет теплообмен и имеет экстремальное значение при определенном  $k_2$ , т.е. для фиксированной длины волны существует оптимальная амплитуда гофра, что объясняется структурой вихревого течения внутри углубления. При стремлении отношения  $k_2 \rightarrow 0$  и конечных значениях  $k_1$ , имеем аналог течения в гладкой трубе. При  $k_2 > 0,5$  внутри углублений формируется застойная зона, что делает бесполезным дальнейшее увеличение амплитуды гофра.

Таблица 2 – Тепло-гидравлические параметры труб с гофрированной вставкой по сравнению с гладкой трубой

Геометрия углубления гофра	$\Delta P/\Delta P_{гп}$	$Nu/Nu_{гп}$	$Re_1$
$k_1=0,29, k_2=0,3$	0,99	1,02	770
$k_1=0,29, k_2=0,6$	1,00	1,04	770
$k_1=0,29, k_2=0,9$	1,02	0,92	770

Продолжение таблицы 2

$k_1=1,14, k_2=0,075$	1,00	1,07	3080
$k_1=1,14, k_2=0,15$	1,02	1,29	3080
$k_1=1,14, k_2=0,225$	1,04	1,45	3080
$k_1=1,14, k_2=0,35$	1,04	1,59	3080

Гофрированные поверхности труб характеризуются длиной и амплитудой волны гофра при конкретном радиусе трубы, поэтому эффект влияния такой поверхности на структуру течения в трубе оценивается безразмерными параметрами  $k_1 = l/R$ ,  $k_3 = 2a/R$ . Представив отношение интенсивности теплоотдачи на гофрированной поверхности к теплоотдаче на гладкой трубе в виде функции двух параметров  $k_1$  и  $k_3$  (рис.9), имеем возможность по экстремальным точкам этой поверхности получить значения параметра  $k_2 = 2a/l$ , при котором тепловой поток будет максимальным в рассматриваемом диапазоне чисел Рейнольдса.

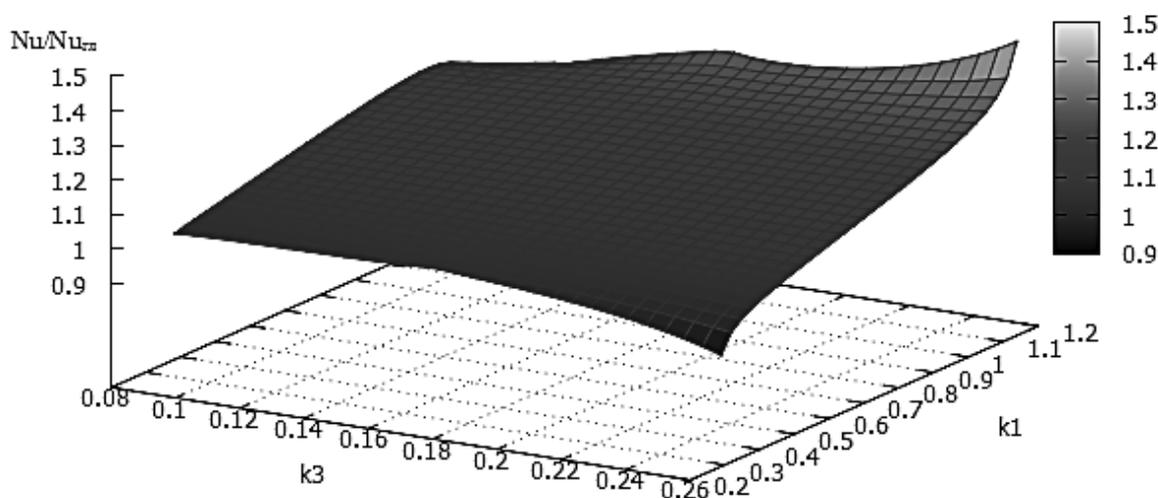


Рисунок 9 - Зависимость безразмерного теплового потока от геометрических параметров гофрированной трубы

Однако экстремальное значение теплообмена при увеличении амплитуды для длинноволнового гофра не позволяет дать однозначный ответ по выбору параметра  $k_2$ , в связи с нарастанием возмущений по длине трубы и проявлением влияния числа волн на единице длины трубы на интенсивность теплообмена. Вместе с тем, для коротковолновых гофров значение такого параметра определяется достаточно однозначно и близко к 0,6. Это может быть следствием приближения к предельному числу Рейнольдса по длине гофра, которое определяет структуру течения, а, следовательно, и теплообмен на длине волны гофра. Дальнейшее увеличение длины волны гофра требует перехода к моделированию турбулентного режима течения, либо к более жестким требованиям к численному моделированию на основании уравнений Навье-Стокса.

#### Выводы

1. В рассмотренном диапазоне переходных чисел Рейнольдса показано, что незагромождающие гофрированные вставки интенсифицируют теплообмен.
2. Определены оптимальные значения параметров  $k_1$ ,  $k_3$ , при которых реализуется теплообмен, превышающий теплообмен в гладкой трубе для фиксированных значений чисел Рейнольдса  $Re_a$ .
3. Показано, что увеличение теплообмена в трубах с длинноволновой гофрированной вставкой на (5...50) % больше, чем при коротковолновых гофрированных вставках.
4. Среди коротковолновых вставок наиболее эффективными оказались вставки с параметром  $k_2=0,6$ , среди длинноволновых наиболее эффективными оказались вставки с меньшей амплитудой  $k_2=0,25$ .

5. При незагромождаючому гофруванні перепад тиску в трубі з гофрованою вставкою різних параметрів  $k_1$ ,  $k_3$  відрізняється від перепаду тиску в гладкій трубі при відповідних числах Рейнольдса не більше ніж на 4%, тому коефіцієнт ефективності застосування таких труб можна визначати тільки по відношенню чисел Нуссельта в трубі з вставкою і гладкій трубі.

Дальніші дослідження труб з розвинутою поверхнею можуть бути проведені при розширенні діапазону режимних параметрів течії і геометричних характеристик поверхні. Необхідно також аналізувати вплив довжини гофрованих ділянок, відстані між ними на енергетичну ефективність теплообмінника.

#### Список использованной литературы

1. Zaid, S. Heat transfer enhancement in two-start spirally corrugated tube [Text] / S. Zaid, M. N. Mohd Jaafar, Tholudin M. Lazim, A. Shahrir, Ammar F. Abdul Wahid // Alexandria Engineering Journal. – 2015. – Vol. 54. – P. 415–422.
2. Sreedhara Rao, B. Effect of corrugation angle on heat transfer studies of viscous fluids in corrugated plate heat exchangers [Text] / B. Sreedhara Rao, D. Surywanshi Gajanan, S. Varun, M. V. S. Murali Krishna, R. C. Sastry // International Journal of Engineering and Technology Innovation. – 2015. – Vol. 5, №2. – P. 99–107.
3. Vicente, P. G. Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers [Text] / P. G. Vicente, A. Garc, A. Viedma // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2004. – Vol. 47. – P. 671–681.
4. Zimparov, V. D. / Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers – 1. Experimental investigation and performance evaluation [Text] / V. D. Zimparov, N. L. Vulchanov, L. B. Delov // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1990. – Vol. 34, №9. – P. 2187–2197.
5. Nyarko, I. P. R. Heat load and its effects on fluid friction factor in corrugated pipes [Text] / I. P. R. Nyarko // American journal of scientific and industrial research. – 2012. – Vol. 3 (4). – P. 241–251.
6. O. Baskova Investigation of flow structure and heat exchange formation in corrugated pipes at transient Reynolds numbers / Baskova O., Voropaiev G. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – vol. 3/8 (87). – P. 40-45.
7. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М. : Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1950. - 680 с.
8. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара [Текст] : справочник / С. Л. Ривкин, А. А. Александров ; Рек. Гос. службой стандартных справочных данных – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 80 с. с ил.

УДК 532.542

О.О. Баскова, аспірант, ORCID 0000-0003-2864-8995

Г.А. Воропаєв, д-р. фіз. мат. наук, проф., ORCID 0000-0001-5615-6344

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ ГОФРОВАНОЇ ПОВЕРХНОСТІ НА СТРУКТУРУ РУХУ ТА ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛООБМІНУ В ТРУБІ

*Проведено чисельне моделювання теплових та гідравлічних процесів у трубах з різними геометричними параметрами гофрованих вставок. Показано, що в діапазоні кількості Рейнольдса  $1,6 \cdot 10^3 \dots 5,4 \cdot 10^3$  вставка неприкріплених гофрованих вставок дозволяє інтенсифікувати теплообмін до 1,6 рази. На основі двох безрозмірних параметрів: довжини хвилі  $k_1 = l/R$  та амплітуда гофрованої поверхні  $k_3 = 2a/R$  проведено аналіз вихрової структури потоку в механізмах трубопроводів і теплообміну. Показано взаємозв'язок між цими параметрами та кількістю Рейнольдса  $Re_d$  та довжиною початкової ділянки труби. Проведено порівняльний аналіз короткохвильового та довгохвильового гофрування. Отримано необхідну кількість хвиль залежно від їх довжини для встановлення самоподобного режиму течії. Зроблено рекомендації щодо моделювання термічних та гідравлічних процесів в залежності від геометрії структурованої поверхні. Значення параметрів  $k_1$ ,  $k_3$  визначали для  $Re_d$ , для якого величина гідравлічного опору в гофрованому трубі була мінімальною, а швидкість теплопередачі була максимальною у порівнянні з гладкою трубкою. Отримані значення гідравлічного опору в трубах з гофрованими вставками не перевищують значення гідравлічного опору в плавному трубопроводі більше*

4%, що дозволяє визначити енергоефективність труб з непривабливими гофрованими вставками лише за номером Нюсельта.

**Ключові слова:** протікання в трубі, інтенсифікація тепловіддачі, гідравлічна стійкість, структура течії, зміна потоку, незахищувальний гофр.

O. Bascova, PhD, ORCID 0000-0003-2864-8995

G. Voropaiev, Prof., ORCID 0000-0001-5615-6344

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

## INFLUENCE OF GEOMETRY OF CORRUGATED SURFACE ON THE STRUCTURE OF CURRENT AND INTENSITY OF HEAT TRANSFER IN A PIPE

*Numerical modeling of thermal and hydraulic processes in pipes with a different geometry parameters corrugated inserts was carried out. It was shown that in the range of Reynolds numbers  $1,6 \cdot 10^3 \dots 5,4 \cdot 10^3$  insertion of nonencumbering corrugated inserts allows to intensify heat exchange to 1,6 times. On the base of two dimensionless parameters: wavelength  $k_1=l/R$  and amplitude of corrugated surface  $k_3=2a/R$  the analysis of flow's vortex structure in pipe and heat transfer mechanisms was carried out. Interrelation between those parameters and Reynolds number  $Re_d$  and length of initial section of the pipe was shown. Comparative analysis of shortwave and long-wave corrugation was carried out. Required number of waves depending on their length for the self-similar flow regime establishing was obtained. Recommendations on modeling of thermal and hydraulic processes depending on structured surface's geometry were made. Value of the parameters  $k_1, k_3$  was determined for the Reynolds  $Re_d$  for which value of hydraulic resistance in corrugated pipe was a minimal growth and heat transfer rate was a maximal in compared to smooth tube. The obtained values of hydraulic resistance in pipes with corrugated inserts do not exceed value of hydraulic resistance in smooth pipe more than 4%, which allows determine energy efficiency of pipes with nonencumbering corrugated inserts only by Nusselt number.*

**Key words:** flow in the pipe, intensification of heat transfer, hydraulic resistance, flow structure, flow change, non-protective corrugation.

### References

1. S. Zaid et al., "Heat transfer enhancement in two-start spirally corrugated tube," Alexandria Engineering Journal, vol. 54, pp. 415–422, 2015.
2. B. Sreedhara Rao et al., "Effect of corrugation angle on heat transfer studies of viscous fluids in corrugated plate heat exchangers," International Journal of Engineering and Technology Innovation, vol. 5, no. 2, pp. 99–107, 2015.
3. P. G. Vicente et al., "Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 671–681, 2004.
4. V. D. Zimparov et al., "Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers – 1. Experimental investigation and performance evaluation," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 34, no 9, pp. 2187–2197, 1990.
5. I. P. R. Nyarko, "Heat load and its effects on fluid friction factor in corrugated pipes," American journal of scientific and industrial research, vol. 3 (4), pp. 241–251, 2012.
6. O. Baskova et al., "Investigation of flow structure and heat exchange formation in corrugated pipes at transient Reynolds numbers," Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 3/8 (87), pp. 40-45, 2017.
7. L. G. Loytsyanskiy, "Mekhanika zhidkosti i gaza". Moskva: Gosudarstvennoye izdatel'stvo tekhniko-teoreticheskoy literatury, 1950, 680 s.
8. S. L. Rivkin i A. A. Aleksandrov, "Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para". M.: Energoatomizdat, 1984. - 80 s. s il.

Надійшла 15.03.2018

Received 15.03.2018