

## Heat Transfer Modeling of Staggered Bundle with Round Tubes Screened by Mesh

Dymo B.V., Pastuhov S.Y., Epifanov A.A., Anastasenko S.N.

Admiral Makarov National University of Shipbuilding  
Mykolaiv, Ukraine

**Abstract.** The article presents the results of CFD modeling of heat transfer and aerodynamic drag for the first three rows of cross-flowed staggered bundle consisting of round tubes screened by wire mesh. Geometric model of this bundle was developed. Selection of optimal parameters of the bundle finite element model realizes on the base of transition shear stress transport model. Two separate geometric models for even and odd rows of bundle have been elaborated for the scope of computational resources optimization. The results of numerical modeling of heat transfer for the first three rows of the bundle were approximated with the criteria dependences. It has been established that heat transfer stabilization occurs from the second row of the bundle. Stabilized heat transfer is 15 % higher than that for the first row of the bundle and 1.2 ... 1.7 times as large in comparison with equivalent bare-tube bundle in a range of Reynolds number from 5000 to 35000. Aerodynamic drag data for the first three rows of the bundle have been obtained.

**Keywords:** heat transfer, bundle of tubes, wire mesh, numerical simulation, heat transfer coefficient, drag coefficient.

### Modelarea transferului de căldură al fasciculului din țevilor rotunde amplasate în ordine de șah și ecranate cu plăși

Dîmo B.V., Pastuhov S. Iu., Epifanov A.A., Anastasenko S.N.

Universitatea Națională de construire a navelor admiral Macarov  
Mykolaiv, Ucraina

**Rezumat.** S-a realizat simularea prin metodă de modelare numerică CFD a cedării de căldură și a rezistenței aerodinamice a primelor trei rânduri de țevi rotunde, amplasate în ordine de șah, ecranate cu plăși. S-a elaborat un model geometric al fasciculului. Sunt aleși parametrii și constantele ale unui model de element finit al fasciculului pe baza modelului tranzitoriu al transferului efortului de forfecare optime (Transition Shear Stress Transport model). În scopul de a optimiza resursele utilizate de calcul, sunt propuse două modele geometrice distincte pentru rândurile impare și pare de rânduri și de-a lungul adâncimii fasciculului. Pe baza simulării sunt obținute dependențele criteriale de cedare de căldură pentru primele trei rânduri ale fasciculului și s-a constatat, că stabilizarea cedării de căldură se începe deja din al doilea rând al fasciculului de țevi. Cedare dec căldură stabilă a fasciculului de țevi, ecranat cu plăși este cu 15% mai mare decât cedare de căldură a primului rând de tuburi din intervalul de numere Reynolds d la 5000 pînă la 35000, și în 1,2 ... 1,7 ori este mai mare decât cedare de căldură a fasciculului de țevi netede rotunde echivalente. Sunt obținute datele privind rezistența aerodinamică a primelor trei rânduri ale fasciculului ecranat de plăși ale tuburilor.

**Cuvinte-cheie:** cedare de căldură, fasciculele de țevi ecranarea cu plăși, modelarea numerică, coeficientul de cedare de căldură, coeficientul de rezistență.

### Моделирование теплоотдачи шахматного пучка экранированных сетками круглых труб

Дымо Б.В., Пастухов С.Ю., Епифанов А.А., Анастасенко С.Н.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова  
Николаев, Украина

**Аннотация.** Выполнено CFD моделирование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления первых трех рядов поперечно обтекаемого шахматного пучка круглых труб, экранированных сетками. Разработана геометрическая модель пучка. Выбраны оптимальные параметры и константы конечно-элементной модели пучка на основе переходной модели переноса напряжения сдвига (Transition Shear Stress Transport model). С целью оптимизации используемых вычислительных ресурсов предложены две отдельные геометрические модели для нечетных и четных рядов труб по глубине пучка. На основе моделирования получены критериальные зависимости теплоотдачи для первых трех рядов пучка и установлено, что стабилизация теплоотдачи наступает уже на втором ряду труб пучка. Стабилизированная теплоотдача пучка экранированных сетками труб на 15 % превышает теплоотдачу 1-го ряда труб и в диапазоне чисел Рейнольдса от 5000 до 35000, и в 1,2...1,7 раз превышает теплоотдачу эквивалентного исследованному пучка гладких труб. Получены данные по аэродинамическому сопротивлению первых трех рядов пучка экранированных сетками труб.

**Ключевые слова:** теплоотдача, пучки труб, экранирование сетками, численное моделирование, коэффициент теплоотдачи, коэффициент сопротивления.

### **Введение**

Верификационное численное моделирование теплоотдачи при поперечном обтекании одиночных круглых труб, гладких и экранированных сетками, результаты которого были представлены в работе [1], показало хорошую сходимость данных численного и физического экспериментов. На основании этого был сделан вывод о принципиальной возможности численного моделирования теплоотдачи не только одиночных труб, но и пучков экранированных сетками труб.

### **Постановка проблемы**

Задачей настоящей работы является получение средствами конечно-элементного моделирования критериальных уравнений теплоотдачи для первых трех рядов поперечно обтекаемого шахматного пучка, экранированных сетками круглых труб. Ставится также задача получения данных по гидродинамическому сопротивлению пучка таких труб. Полученные данные могут быть применены в методиках теплового и гидравлического расчета теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена из экранированных сетками труб.

### **Разработка модели**

В основу гидродинамической составляющей модели положены уравнения Навье-Стокса, осредненные по Рейнольдсу (RANS-уравнения), приведенные к виду, рекомендованному Ф. Менгером [2, 3]. Модель объединяет  $k-\omega$  и  $k-\varepsilon$  модели турбулентности и основана на замкнутом  $\omega$ -уравнении для области твердой стенки, переходящем на удалении от стенки в  $\varepsilon$ -уравнение. При этом в пристенной области  $\omega$ -уравнение принимает единичное значение ( $k-\omega$ -модель) и равна нулю вдали от стенки ( $k-\varepsilon$ -модель). Выбор констант SST-модели Ф. Менгера производился по рекомендациям [2, 3]. Подробное описание разработанной модели приведено в работе [1].

### **Исходная геометрия модели**

Поскольку практика верификационного моделирования показала, что для адекватного

воспроизведения теплообменных процессов при поперечном обтекании трубы, экранированной сетками, требуется достаточно мелкий шаг расчетной сетки, имеющиеся в наличии вычислительные ресурсы поставили жесткое ограничение по итоговому количеству узлов. Данное ограничение не позволило смоделировать достаточно крупный фрагмент пучка, для того чтобы адекватно отобразить все три первых ряда в одной модели. В связи с этим было принято решение использовать две отдельные геометрические модели: одну для моделирования теплоотдачи в 1-м и 3-м рядах труб (т. е. нечетных), а вторую для моделирования теплообмена во 2-м ряду труб (четном). Связано это было с тем, что на фрагментах трубы, пересеченных условием гидродинамической симметрии, может быть не вполне адекватно отражен истинный механизм обтекания экранированной трубы набегающим потоком жидкости.

Общий вид исходной геометрии конечно-элементной модели теплопередачи в 1-м и 3-м рядах трубного пучка изображен на рис. 1а. Ее конфигурация представляет собой параллелепипед размерами 0,09 x 0,025 x 0,011 м. Фрагменты труб диаметром 10 мм и длиной 0,011 м расположены в шахматном порядке с поперечным (внутрирядным) шагом 25 мм и продольным (междурядным) шагом 20 мм. Первый ряд труб расположен на отстоянии 0,03 м от условного сечения входа жидкости. Модель сконфигурирована таким образом, что ее вертикальная плоскость симметрии проходит через трубки 1-го и 3-го ряда.

Сетчатое оребрение выполнено из проволоки диаметром 0,5 мм, шаг проволоки в сетке 2,0 x 2,0 мм.

Общий вид исходной геометрии конечно-элементной модели теплоотдачи во 2-м ряду трубного пучка изображен на рис. 1б. Ее конфигурация также представляет собой параллелепипед размерами 0,09 x 0,025 x 0,011 м. Конфигурация трубного пучка и трубного экранирования аналогичны модели 1-го и 3-го ряда. Вертикальная плоскость симметрии модели проходит через трубки 2-го и 4-го рядов. Подобная конфигурация

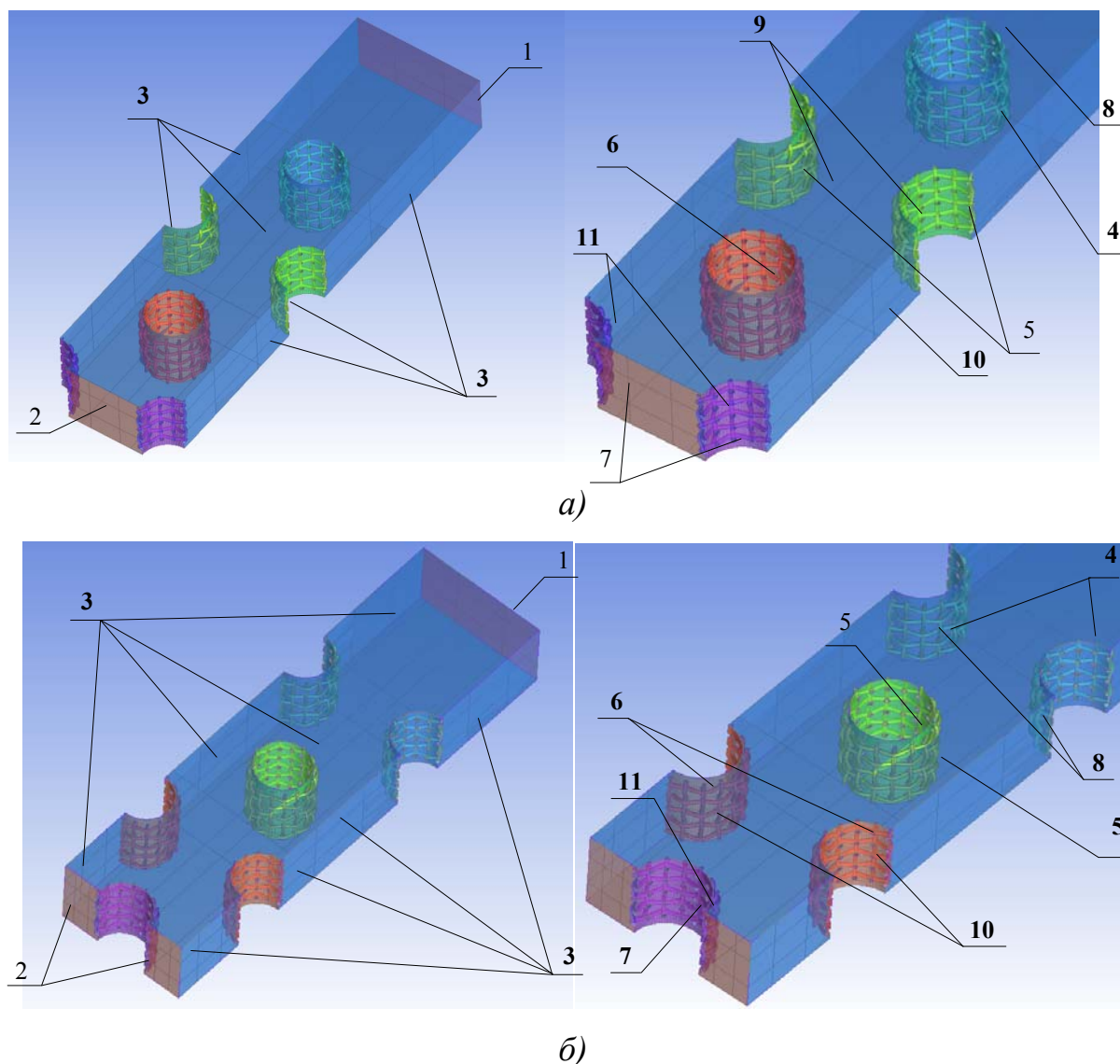
обеих моделей позволяет путем ограниченных вычислительных средств с достаточной степенью точности смоделировать теплообменные процессы при обтекании трубного пучка.

### Расчетная сетка

Общий вид расчетных сеток прогностической модели поперечного обтекания пучка труб экранированных сетками представлен на рис. 2. Сетка модели теплоотдачи в 1-м и 3-м ряду труб представлена на рис. 2, а. Данная сетка содержит 1558620 точечных узлов и разбита

на 7873515 тетраэдрических элементов. Глобальный шаг сетки составляет 1 мм. Минимальный шаг локальных сгущений (на поверхностях трубок и экранов) составляет 0,1 мм.

Сетка модели теплоотдачи второго ряда труб представлена на рис. 2, б. Она содержит 1541892 точечных узлов и разбита на 7796947 тетраэдрических элементов. Глобальный шаг сетки составляет 1 мм. Минимальный шаг локальных сгущений (на поверхностях трубок и экранов) составляет 0,1 мм.



а) 1-го и 3-го ряда труб; б) 2-го ряда труб: 1 – вход жидкости; 2 – выход жидкости; 3 – условие гидродинамической симметрии; 4 – стенка трубы 1-го ряда; 5 – стенка трубы 2-го ряда; 6 – стенка трубы 3-го ряда; 7 – стенка трубы 4-го ряда; 8 – сеточный экран 1-го ряда; 9 – сеточный экран 2-го ряда; 10 – сеточный экран 3-го ряда; 11 – сеточный экран 4-го ряда.

**Рис. 1. Общий вид геометрии модели пучка труб**

**Общие установки расчета**

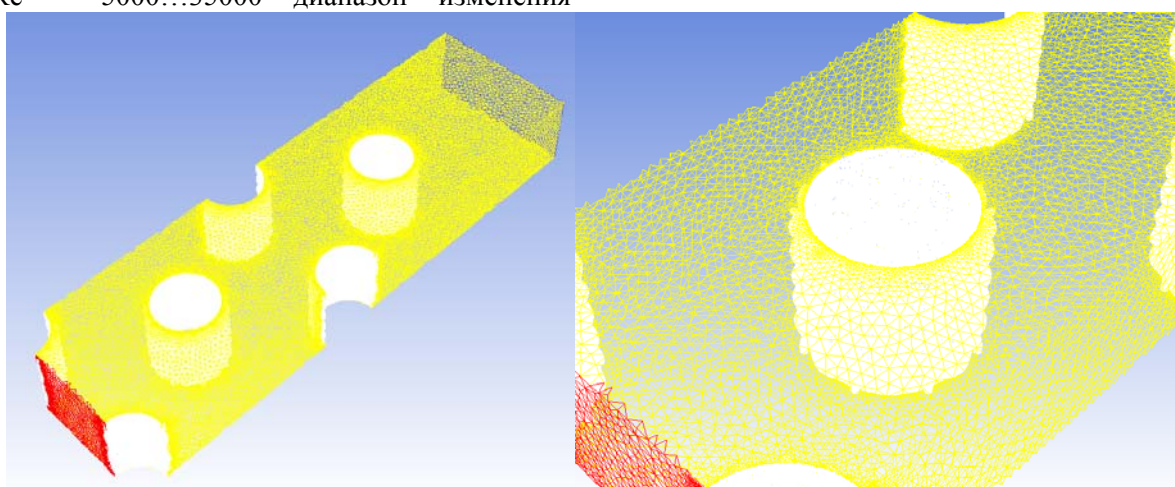
Общие установки расчета обеих моделей в целом аналогичны установкам верификационного расчета поперечного обтекания одиночной трубы, представленной в [1]. Модельное число Рейнольдса также варьировалась в заданном диапазоне путем изменения входной скорости охлаждаемой среды. Однако, с учетом того, что при поперечном обтекании трубных пучков определяющей скоростью для расчета числа Рейнольдса является не скорость набегающего потока, а ее значение в узком сечении пучка, для предполагаемого диапазона чисел Рейнольдса  $Re = 5000...35000$  диапазон изменения

входной скорости воздуха составил 6,46...45,24 м/с.

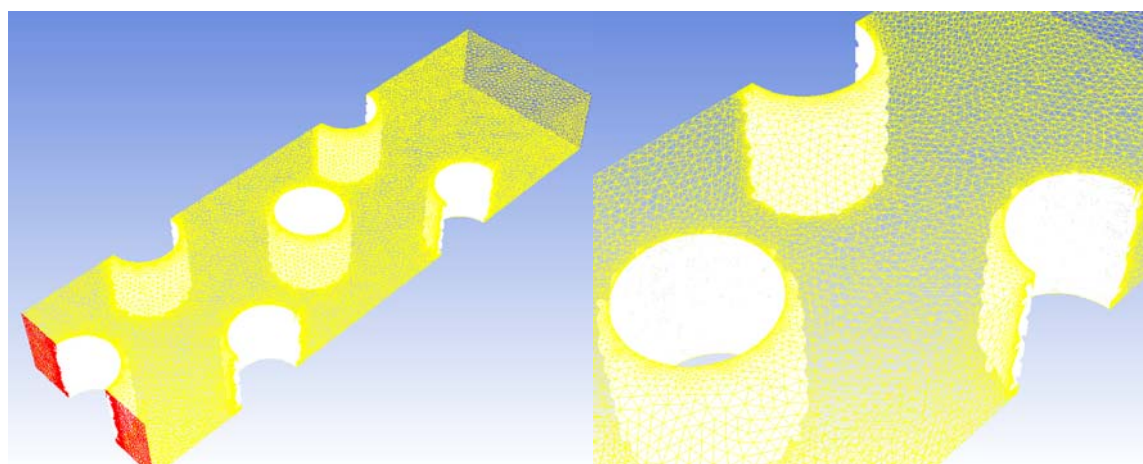
**Методика подготовки, сбора и обработки данных**

Расчеты производились в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 5000...35000$  с шагом в 5000. Скорость потока теплоносителя в узком сечении пучка определялась по формуле:

$$v_{\text{узк}} = \frac{Re \cdot \mu}{d \cdot \rho}, \text{ м/с.} \quad (1)$$



a)



б)

a) 1 и 3 ряд труб; б) 2-го ряд труб.

**Рис. 2. Общий вид расчетной сетки модели.**

Входная скорость потока определялась исходя по площади входного сечения потока  $F_{\text{вход}} = 0,025 \cdot 0,011 = 2,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  и площади

узкого сечения модели  $F_{\text{узк}} = 0,015 \cdot 0,011 = 1,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  по формуле:

$$v = v_{\text{узк}} \frac{F_{\text{узк}}}{F_{\text{вход}}} \quad (2) \quad \alpha_1 = \frac{Q_1}{F \Delta t_1}; \quad \alpha_2 = \frac{Q_2}{F \Delta t_2}; \quad \alpha_3 = \frac{Q_3}{F \Delta t_3} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (5)$$

Рассчитывались также тепловой поток через теплообменную поверхность 1-го и 3-го ряда  $Q_1$  и  $Q_3$  по первому типу моделей и тепловой поток через теплообменную поверхность 2-го ряда  $Q_2$  по второму типу моделей. Также определялись среднеинтегральные температуры поверхностей 1-го, 2-го и 3-го ряда  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$  и  $t_{w3}$  соответственно. После этого, исходя из значения входной температуры воздуха  $t_f$ , определялся средний температурный напор по 1-му, 2-му и 3-му ряду  $\Delta t_1$ ,  $\Delta t_2$  и  $\Delta t_3$ , по формулам:

$$\Delta t_1 = t_f - t_{w1}; \quad \Delta t_2 = t_f - t_{w2}; \quad \Delta t_3 = t_f - t_{w3} \quad (3)$$

Площадь теплообменной поверхности условно принималась равной площади неэкранированной трубы:

$$F = \pi dh = \pi \cdot 0,01 \cdot 0,011 = 3,46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (4)$$

Средние коэффициенты теплоотдачи экранированных поверхностей 1-го, 2-го и 3-го рядов соответственно определялись по формулам:

Числа Нуссельта для 1-го, 2-го и 3-го ряда в свою очередь определялись по выражениям:

$$\text{Nu}_1 = \frac{\alpha_1 d}{\lambda}; \quad \text{Nu}_2 = \frac{\alpha_2 d}{\lambda}; \quad \text{Nu}_3 = \frac{\alpha_3 d}{\lambda} \quad (6)$$

Коэффициенты полного аэродинамического сопротивления  $Cd$  определялись внутренними средствами пакета прикладных программ, используемых для численного моделирования.

### Результаты моделирования

В ходе прогностического конечно-элементного моделирования теплоотдачи при поперечном обтекании пучка труб, экранированных сетками, было проведено 14 численных экспериментов: 7 численных экспериментов для моделирования теплоотдачи в 1-м и 3-м ряде труб и 7 численных экспериментов для моделирования во 2-м ряду. Численные результаты данного моделирования представлены в табличной форме в таблице 1.

На рис. 3 и 4 приведены фрагменты визуализации полей скорости и температур при поперечном обтекании пучка экранированных сетками труб.

Таблица 1 - Результаты моделирования теплоотдачи

№	Число Re	Скорость потока в узком сечении $v_{\text{узк}}$ , м/с	Входная скорость потока $v$ , м/с	Тепловой поток через трубку 1-го ряда $Q_1$ , Вт	Тепловой поток через трубку 2-го ряда $Q_2$ , Вт	Тепловой поток через трубку 3-го ряда $Q_3$ , Вт	Температурный напор на трубке 1-го ряда $\Delta t_1$ , К	Температурный напор на трубке 2-го ряда $\Delta t_2$ , К
1	5000	10,77	6,46	1,96	2,24	2,25	32,1	31,9
2	10000	21,54	12,93	2,77	3,18	3,2	31,1	30,8
3	15000	32,32	19,39	3,7	4,24	4,26	30,3	30
4	20000	43,09	25,85	4,55	5,13	5,14	29,6	29,1
5	25000	53,86	32,32	5,36	6,05	6,06	28,8	28,2
6	30000	64,63	38,78	6,12	6,95	7,02	28,2	27,4
7	35000	75,41	45,24	6,85	7,83	8,03	27,5	26,6



Продолжение таблицы 1

Температурный напор на трубке 3-го ряда $\Delta t_2$ , К	Коэффициент теплоотдачи на экранированной поверхности 1-го ряда $\alpha_1$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Коэффициент теплоотдачи на экранированной поверхности 2-го ряда $\alpha_2$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Коэффициент теплоотдачи на экранированной поверхности 3-го ряда $\alpha_3$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Число Нуссельта для 1-го ряда $Nu_1$	Число Нуссельта для 2-го ряда $Nu_2$	Число Нуссельта для 3-го ряда $Nu_3$
31,9	176,7	203,2	204,1	64,0	73,6	74,0
30,8	257,7	298,8	300,6	93,4	108,2	108,9
30	353,4	409,0	410,9	128,0	148,2	148,9
29,1	444,8	510,1	511,1	161,2	184,8	185,2
28,2	536,6	620,8	621,8	195,1	224,9	225,3
27,4	628,0	734,0	741,4	227,5	265,9	268,6
26,6	720,8	851,8	873,6	261,2	308,6	316,5

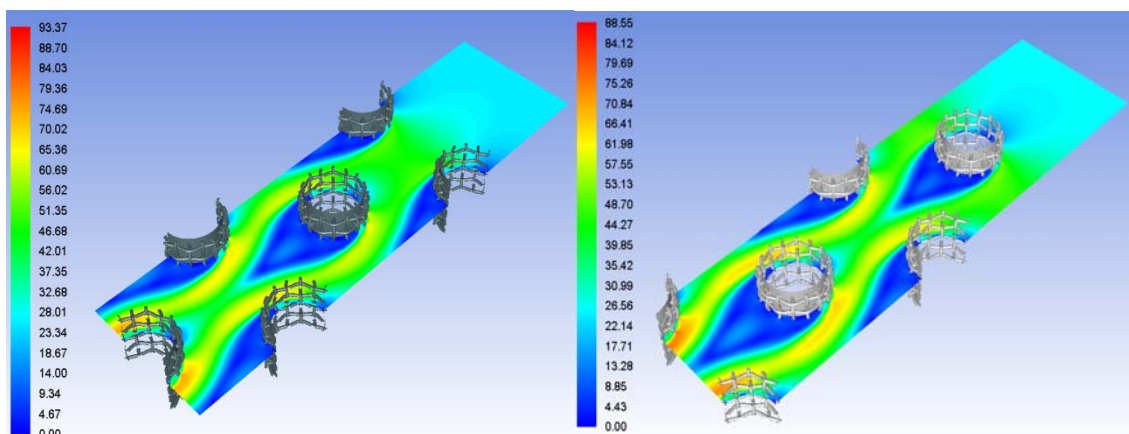


Рис. 3. Визуализация поля скоростей в конечно-элемент моделировании поперечного обтекания трубного пучка.

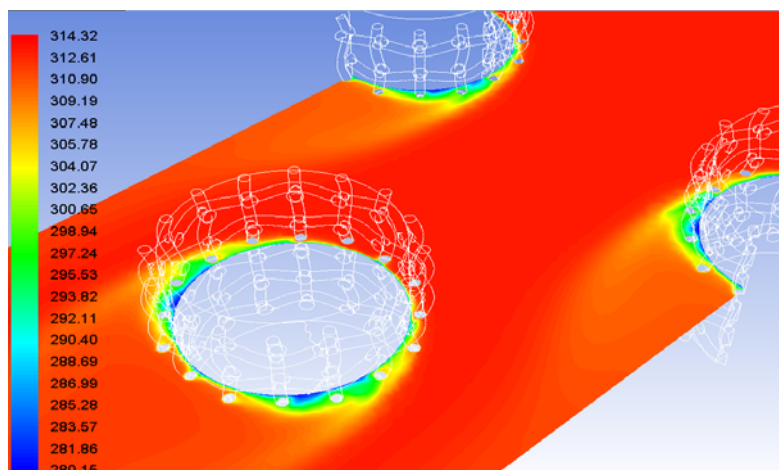


Рис. 4. Визуализация поля температур в конечно-элемент моделировании поперечного обтекания трубного пучка.

Анализ данных теплоотдачи по рядам пучка поперечно обтекаемых экранированных сетками круглых труб показал, что стабилизация теплоотдачи по

глубине пучка начинается практически уже со второго ряда труб. При этом интенсивность теплоотдачи второго и последующих рядов труб возрастает в пучке

примерно на 15 % по сравнению с теплоотдачей 1-го ряда. Отклонения данных по теплоотдаче второго и третьего рядов составляет не более 2,5 %. Эти результаты несколько отличаются от приводимых в литературе данных теплоотдачи в пучках круглых гладких труб. Так, по данным [4] теплоотдача первого ряда пучка шахматной конфигурации круглых труб составляет 60 %, а второго – 70 % от стабилизированной теплоотдачи, которая имеет место на третьем ряду пучка. Применение сетчатого экранирования труб приводит к интенсификации процесса теплоотдачи за счет более ранней турбулизации потока, что стабилизирует теплоотдачу уже на втором ряду труб. Такие же результаты более ранней стабилизации теплоотдачи в пучках оребренных труб получены в работах [5, 6].

Результаты численного моделирования теплоотдачи в пучке экранированных сетками круглых труб аппроксимированы уравнениями:

теплоотдача первого ряда труб

$$Nu = 0,099 Re^{0,75}; \quad (7)$$

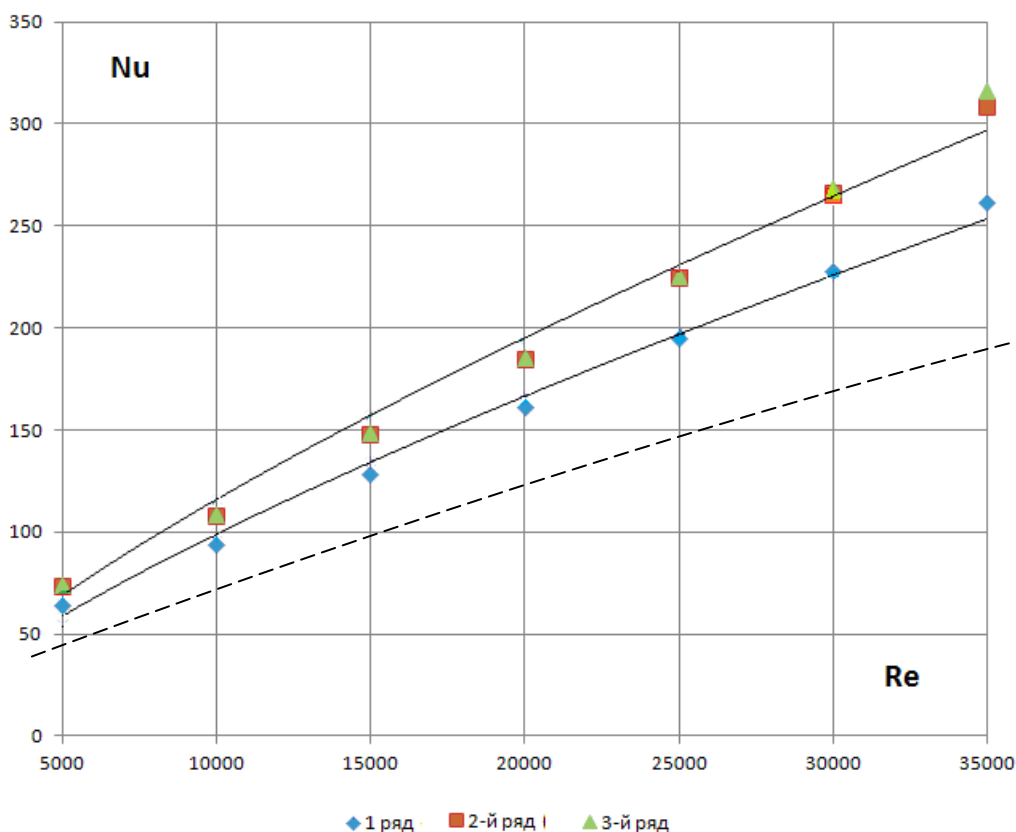
теплоотдача второго и третьего рядов труб

$$Nu = 0,116 Re^{0,75}. \quad (8)$$

Сравнение данных по теплоотдаче пучка экранированных сетками труб, а также опытных данных Исаченко В.П. [4] по теплоотдаче пучка гладких труб, эквивалентного по геометрическим параметрам исследованному (диаметр труб 10 мм, поперечный шаг  $s_1 = 25$  мм, продольный шаг  $s_2 = 20$  мм), представлены на рис. 5.

Установлено, что стабилизированная теплоотдача пучка экранированных сетками труб в диапазоне чисел Рейнольдса от 5000 до 35000 в 1,2...1,7 раз превышает теплоотдачу эквивалентного пучка гладких труб.

Также в процессе моделирования были получены значения коэффициентов полного сопротивления по рядам пучка экранированных сетками труб. Эти данные представлены на рис. 6 в виде зависимости коэффициента полного аэродинамического сопротивления  $Cd$  от числа Рейнольдса.



--- стабилизированная теплоотдача пучка гладких труб [4]

Рис. 5. График зависимости  $Nu = f(Re)$ .

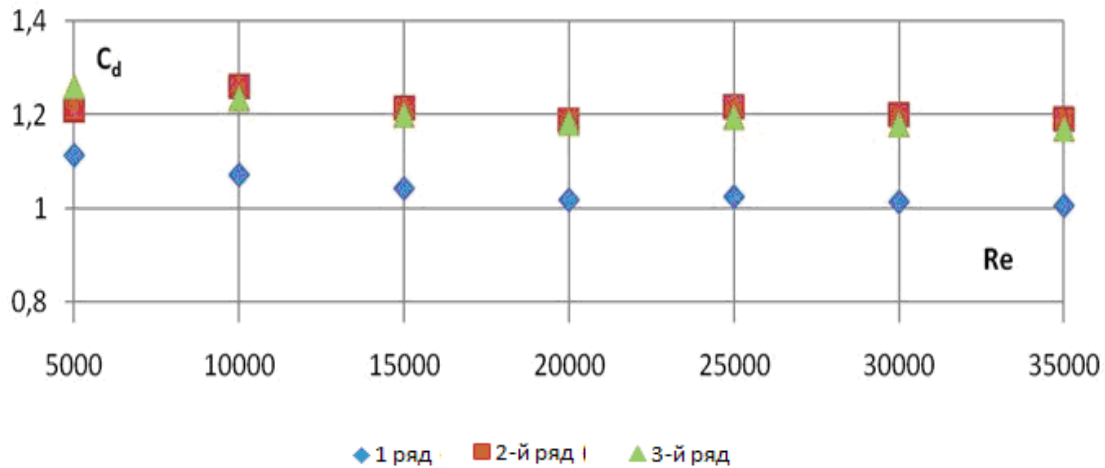


Рис. 6. График зависимости  $C_d = f(Re)$ .

Анализ данных по численному моделированию аэродинамического сопротивления пучка экранированных сетками труб в диапазоне исследованных чисел Рейнольдса от 5000 до 35000 показал стабилизацию процессов уже на втором ряду труб. Сопротивление второго и последующих рядов в среднем на 20 % выше сопротивления первого ряда пучка.

Как видно из примера визуализации течения на нечетных и четных рядах пучка (рис. 3) уменьшение сопротивления первого ряда труб может быть объяснено условиями обтекания первого ряда относительно невозмущенным потоком. Второй и последующие ряды пучка обтекаются вихревым потоком практически по всему проходному сечению пучка.

Установлена также автомодельность гидродинамических процессов в изученном диапазоне чисел Рейнольдса. Значения коэффициента полного аэродинамического сопротивления для первого ряда экранированных сетками труб укладываются в диапазоне 1,0...1,12, а второго и третьего рядов – 1,16...1,26. Эти численные значения удовлетворительно коррелируются со значениями сопротивления одиночной круглой трубы, экранированной сетками 1,16...1,23 в диапазоне чисел Рейнольдса от 5000 до 35000, которые приведены в работе [1].

Также как и для одиночной трубы экранирование сетками труб в пучке не приводит к значительному росту аэродинамического сопротивления по сравнению с пучком гладких труб. Это еще раз подтверждает предположение о влиянии

экранирования только на составляющую трения, величина которой при значении чисел Рейнольдса более 5000 не превышает 10 % полного аэродинамического сопротивления пучка [1].

#### Выводы:

1. Выполнено численное моделирование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления первых трех рядов поперечно обтекаемого шахматного пучка круглых труб, экранированных сетками. Получены критериальные уравнения теплоотдачи и данные по аэродинамическому сопротивлению по рядам труб.

2. Установлено, что стабилизация процессов течения и теплоотдачи начинается уже на втором ряду труб пучка, при этом стабилизированная теплоотдача на 15 %, а сопротивление на 20 % выше соответствующих значений для первого ряда пучка.

3. Как и для экранированных сетками одиночных труб, в пучках таких труб подтверждается высокая эффективность применения метода интенсификации конвективной теплоотдачи путем экранирования поверхности сетками пучков. В диапазоне чисел Рейнольдса от 5000 до 35000 рост стабилизированной теплоотдачи в пучке экранированных сетками труб составил от 20 до 70 % по сравнению с теплоотдачей эквивалентного исследованному пучка гладких труб при умеренном (до 25 %) росте аэродинамического сопротивления.

4. Метод CFD-моделирования процессов теплоотдачи и аэродинамики может быть



использован для оптимизации параметров сетчатого оребрения пучков круглых и профильных труб. Полученные данные могут быть применены в методиках тепловых и гидродинамических расчетов теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена из экранированных сетками труб.

#### Литература (References)

- [1] Dymo B.V., Pastuhov S.Y., Chegrintsev V.F., Anastasenko S.N. Chislennoe modelirovanie proshessov teplootdachi odinochnoy krygloy tryby s ekranom-setkoy [Numerical Simulation of Heat Transfer from a Single Round Tube Shielded with Wire Mesh]. Problems of the Regional Energetics. 2015. №2(28), p. 59-66.
- [2] Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten Years of Experience with SST Turbulence, Heat and Mass Transfer, 4, 2003. Begell House. Inc. – p. 625–632.
- [3] Kavtaradze R.Z. Teorya porshnevnyh dvigateley. [The Theory of Reciprocating Engines. Moscow, 2008. – 720 p (in Russian).
- [4] Isachenko V.P., Osipova V.A., Sykomel A.S. Teploperedacha [Heat Transfer]. Moscow, Energy, 1975. – 488 p. (in Russian).
- [5] Kalinin E.K. Efficient Surfaces for Heat Exchangers. Fundamentals and Design. New-York, 2001. – 392 p.
- [6] Pismenny E.M. Teploobmin i aerodinamika paketov poperechno orebrennih trub. [Heat Transfer and Aerodynamic Package Tubes in Crossflow]. Kyiv: Alterpres, 2004, – 244 p. (in Russian).

#### Сведения об авторах.



Дымо Борис Васильевич, кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической теплофизики и судовых паропроизводящих установок НУК им. адмирала Макарова  
E-mail: [dymobv@gmail.com](mailto:dymobv@gmail.com)



Пастухов Сергей Юрьевич, ассистент, НУК им. адмирала Макарова  
E-mail: [sergiy.pastyhov@nuos.edu.ua](mailto:sergiy.pastyhov@nuos.edu.ua)



Епифанов Александр Анатольевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технической теплофизики и судовых паропроизводящих установок НУК им. адмирала Макарова  
E-mail: [epifanov.nuk@gmail.com](mailto:epifanov.nuk@gmail.com)



Анастасенко Сергей Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры теплоэнергетики и технологий машиностроения, ППИ НУК им. адмирала Макарова  
E-mail: [ondi2008@rambler.ru](mailto:ondi2008@rambler.ru)