

П.А. Баранов<sup>1</sup>, В.Л. Жданов<sup>2</sup>, Ю.В. Жукова<sup>3</sup>, С.А. Исаев<sup>1</sup>, Н.А. Кудрявцев<sup>1</sup>

Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации, Россия (1)

Университет, Росток, Германия (2)

Институт тепло-и массообмена им. А.В. Лыкова, Минск, Беларусь (3)

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ОБТЕКАНИИ НЕОДНОРОДНОЙ ЖИДКОСТЬЮ ОДИНОЧНОГО ЦИЛИНДРА И ПАКЕТА ЦИЛИНДРОВ С ВИХРЕВЫМИ И СТРУЙНЫМИ ГЕНЕРАТОРАМИ (С УЧЕТОМ ТОЛЩИНЫ И МАТЕРИАЛА СТЕНОК)

### АННОТАЦИЯ

На основе решения сопряженных задач с использованием многоблочных вычислительных технологий (реализованных в пакете VP2/3) проведено комплексное численное исследование интенсификации теплообмена при ламинарном обтекании однородной и неоднородной средами одиночного цилиндра и пакета цилиндров, скомпонованных в коридорном порядке. Анализируется влияние на теплообмен отрывного течения, струйных и вихревых генераторов, температурного фактора, а также материала и толщины стенки.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Вопросы интенсификации теплообмена и оптимизации гидродинамических характеристик теплообменной аппаратуры неизменно сохраняют свою актуальность. Потребности промышленности в высокоэффективной аппаратуре для нагрева или охлаждения, а также повышенные требования к точности расчета таких устройств стимулируют развитие научных исследований с целью разработки методов, обеспечивающих опережающий рост теплоотдачи по сравнению с сопутствующим этому процессу ростом энергетических затрат.

Данная работа является логическим продолжением работ [1] по численному моделированию интенсификации теплообмена в пакетах труб. В отличие от предыдущих работ привлекается математический аппарат решения сопряженных задач конвективного теплообмена применительно к неоднородным средам с учетом толщины стенок и типа материала, из которого изготавливается цилиндр. Приведены результаты исследования влияния геометрии и режимов течения на теплоотдачу цилиндра с вихревыми и струйными генераторами [2-4].

### 2. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ И ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД

Объектом исследования являются: 1) одиночный цилиндр как с установленными направляющими элементами, так и изготовленный из различных материалов; 2) пакет расположенных в коридорном порядке цилиндров.

Нестационарное ламинарное обтекание несжимаемой средой одиночного нагретого цилиндра с установленными направляющими элементами рассматривается при отсутствии влияния массовых сил

и при числе Рейнольдса  $Re = 186$ . Исследуется влияние геометрии пластин на теплоотдачу цилиндра (рис.1). Направляющие элементы – пластины – имеют одинаковую длину и располагаются на равных расстояниях от внешней поверхности цилиндра и лобовой критической точки, формируя каналы для перетока среды. Для сравнения результатов выполнены расчеты теплоотдачи одиночного цилиндра с  $d = 0.76D$  (соответствует диаметру цилиндра в системе цилиндр – пластины) и  $d = 1.0D$  (соответствует диаметру всей системы цилиндр – пластины). Температура нагретой стенки цилиндра выбирается постоянной  $20^\circ\text{C}$  (293K).

Длина пластин варьируется от  $L = 0.64D$  (минимальная длина пластин) до  $L = 2.24D$  (максимальная длина пластин), а координата задней кромки пластины сохраняется (размер зазора  $l_0 = 0.03D$ , рис. 2,а). Из анализа расчетов определяется оптимальная длина пластины, и для такой длины рассматривается влияние угловой координаты начала пластин.

Также исследован цилиндр, изготовленный из различных материалов (алюминий, сталь, гипс), со стенкой толщиной  $h_c$  (рис.1, б).

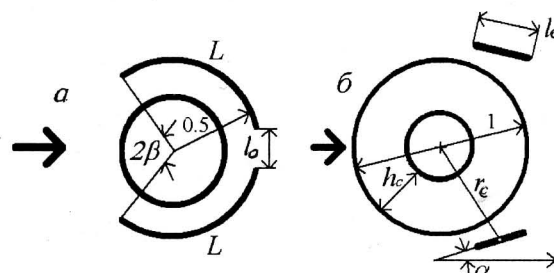


Рис.1. Цилиндр с направляющими элементами. Диаметр цилиндра  $D$  – характерный масштаб длины.

Внешние границы расчетной области удалены на достаточное расстояние от поверхности исследуемого объекта. На входной границе такой области задаются параметры набегающего потока, являющиеся характерными величинами; на выходных границах – мягкие граничные условия. На омываемых поверхностях исследуемого объекта реализуются условия прилипания. Примененные многоблочные сетки описаны в [3].

Конвективный теплообмен в пакете цилиндров рассматривается при их коридорном расположении.

Расчетный модуль для одного цилиндра в пакете периодически повторяется для расчета остальных цилиндров (рис.2).

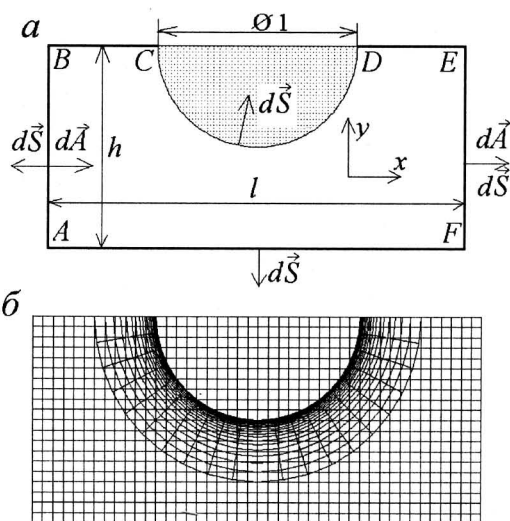


Рис. 2. Расчетный модуль (а) и многоблочные сетки (б).

На границах АВ и ЕF ставятся периодические граничные условия, на верхней и левой границах – условия симметрии, а на твердой стенке – условия прилипания. В качестве характерных масштабов выбираются среднемассовая скорость, диаметр цилиндра и среднемассовая температура на входе пакета. В расчетах используются предложенные в [1] процедуры коррекции перепадов давления и среднемассовой температуры.

В качестве неоднородной среды рассматривалось масло МС-20, широко применяемое для смазывания шарниров винтов вертолетов, авиационных поршневых двигателей и как компонента в смесях для турбовинтовых двигателей. Вводились табличные значения зависящей от температуры плотности, теплопроводности и теплоемкости. Энтальпия рассчитывалась как  $c_p(T)T$ . Число Прандтля как функция от температуры определялась в ходе расчетов.

### 3. ТЕСТИРОВАНИЕ

Суммарный тепловой поток от кругового цилиндра при ламинарном течении в интервале чисел Рейнольдса от  $10^2$  до  $10^5$  оценивается по следующей формуле [5]:

$$Nu = \frac{80}{180} C_1 Re^{1/2} + \frac{100}{180} C_2 Re^{2/3}, \quad (1)$$

где  $C_1 = 0.83$  и  $C_2 = 0.103$ . В [6] приведена формула, представляющая величину суммарного теплового потока как:

$$Nu = 0.35 + 0.5 Re^{1/2}. \quad (2)$$

Вычисленное по формуле (1) значение  $Nu = 6.896$  с точностью 11% согласуется со значением  $Nu = 7.631$ , полученным численным моделированием теплоотдачи одиночного цилиндра. Формула (2) определяет величину теплового потока как  $Nu = 7.169$ , что с точностью 6% согласуется с расчетным значением.

### 4. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ ПЛАСТИН НА ТЕПЛООТДАЧУ ОДИНОЧНОГО ЦИЛИНДРА

Из рис. 3 следует, что теплоотдача цилиндра с установленными пластинами максимальной длины составляет 42% теплоотдачи одиночного цилиндра с  $d = 0.76D$  и практически в 3 раза ниже теплоотдачи одиночного цилиндра с  $d = 1.0D$ . С уменьшением длины пластин суммарная теплоотдача монотонно увеличивается и при длине пластин  $L = 0.64D$  составляет 97% суммарной теплоотдачи одиночного цилиндра с  $d = 1.0D$  и на 22% превышает теплоотдачу одиночного цилиндра с  $d = 0.76D$ . Перемещение пластин длиной  $L = 0.84D$  на подветренную сторону цилиндра вызывает незначительное снижение теплоотдачи при  $\beta = 109^\circ$ , а затем наблюдается рост теплоотдачи, достигающей 94% суммарной теплоотдачи одиночного цилиндра с  $d = 1.0D$  при угловой координате начала пластин  $\beta = 120^\circ$  и на 18% превышающей теплоотдачу одиночного цилиндра с  $d = 0.76D$ .

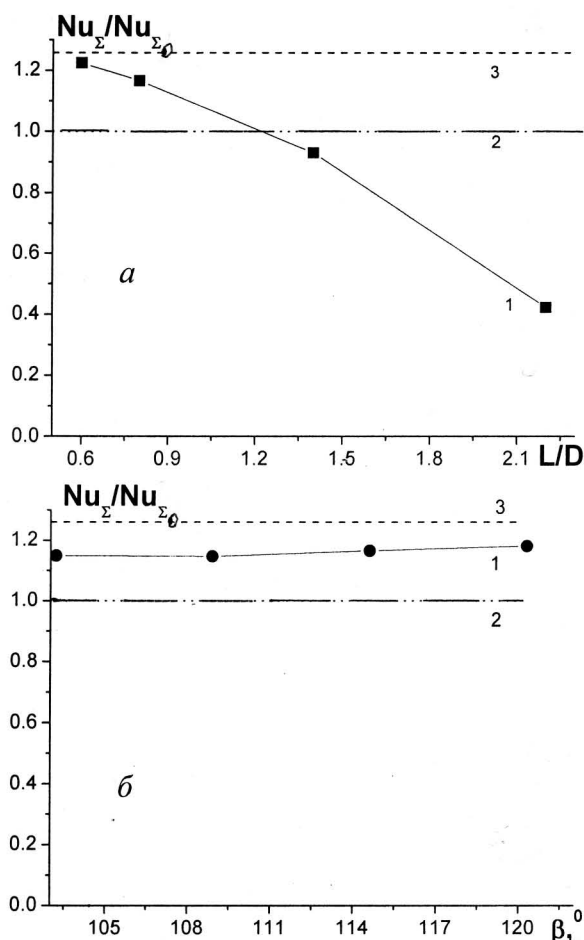


Рис.3. Зависимость относительного суммарного числа Нуссельта  $Nu_\Sigma/Nu_{\Sigma 0}$  от длины пластин (а) и угловой координаты начала пластин  $\beta$  при длине пластин  $L = 0.84D$  (б): 1 – система цилиндр - пластины, 2 – одиночный цилиндр с  $d = 0.76D$ , 3 – одиночный цилиндр с  $d = 1.0D$ .

На рис.4 представлена зависимость термогидродинамической эффективности  $\xi = \frac{Nu_\Sigma/Nu_{\Sigma 0}}{C_\star/C_{x0}}$  от длины (а) и угловой координаты начала пластин (б).

Термогидродинамическая эффективность цилиндра с установленными пластинами максимальной длины на 66% ниже, чем эффективность одиночного цилиндра с  $d = 0.76D$ . С уменьшением длины пластин  $\xi$  монотонно возрастает и при минимальной длине пластин  $L = 0.64D$  на 20% и 3% превышает аналогичную характеристику одиночного цилиндра с  $d = 0.76D$  и  $d = 1.0D$ , соответственно.

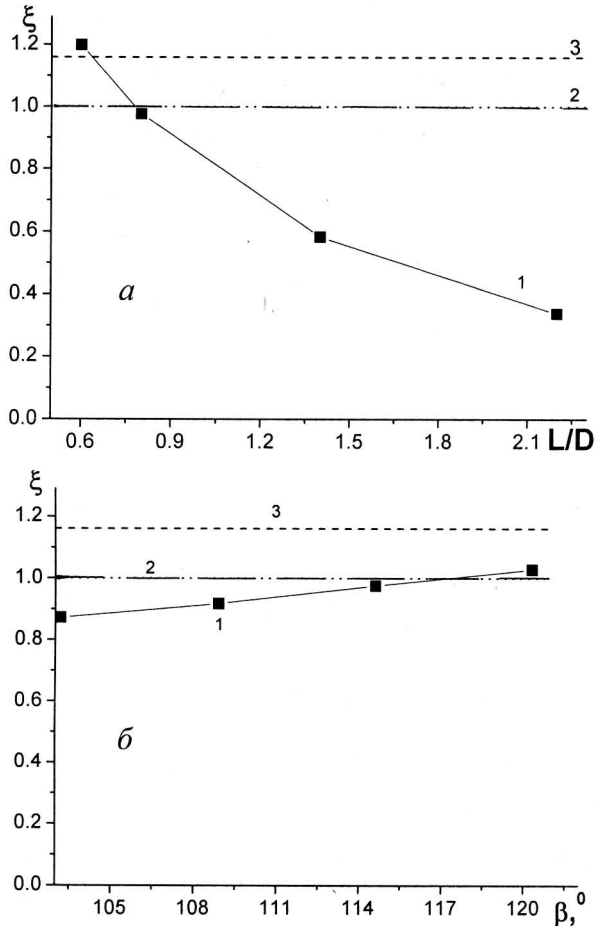


Рис.4. Зависимость термогидродинамической эффективности  $\xi$  от длины пластин (а) и угловой координаты начала пластин с длиной  $L = 0.84D$  (б): 1 – система цилиндр - пластины, 2 – одиночный цилиндр с  $d = 0.76D$ , 3 – одиночный цилиндр с  $d = 1.0D$ .

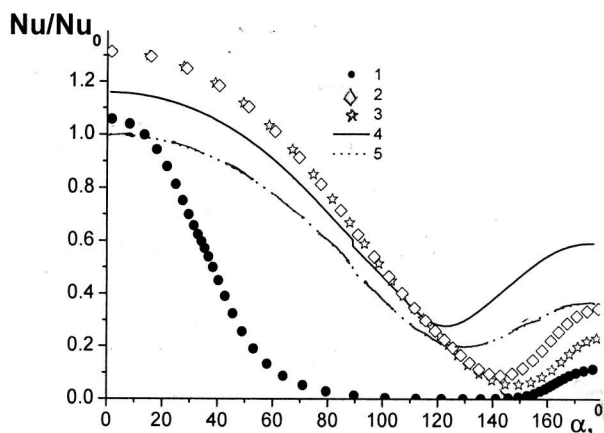


Рис.5. Распределение относительного числа Нуссельта по контуру цилиндра: 1 – пластины максимальной длины  $L = 2.24D$ ; 2 – пластины длиной  $L = 0.64D$  при  $\beta = 120^\circ$ ; 3 – пластины длиной  $L = 0.84D$  при  $\beta = 120^\circ$ ; 4 – одиночный цилиндр с  $d = 1.0D$ ; 5 – одиночный цилиндр с  $d = 0.76D$ .

Перемещение пластин с длиной  $L = 0.84D$  на подветренную сторону цилиндра вызывает линейный рост термогидродинамической эффективности. При угловой координате начала пластин  $\beta = 120^\circ$  получено максимальное значение  $\xi$ , которое на 3% превышает аналогичную характеристику одиночного цилиндра с  $d = 0.76D$ .

На рис.5 представлено распределение относительного числа Нуссельта  $Nu/Nu_0$  по контуру цилиндра. Необходимо отметить, что полученные результаты по местной теплоотдаче согласуются с данными [5]. Теплоотдача одиночного цилиндра в лобовой точке на 13.5% выше, чем в кормовой. Для пластин с длиной меньше диаметра цилиндра теплоотдача цилиндра в лобовой точке повышается на 30% по сравнению с одиночным цилиндром.

## 5. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРА НА ТЕПЛООБМЕН В ПАКЕТЕ ТРУБ

На рис. 6 и в табл. 1 приведено сравнение результатов расчета теплоотдачи одного цилиндра в пакете цилиндров с  $l=2h=2$  при обтекании потоком воздуха и масла ( $Re=60$ ) при разнице температур омываемой среды и теплоносителя в  $50^\circ C$ .

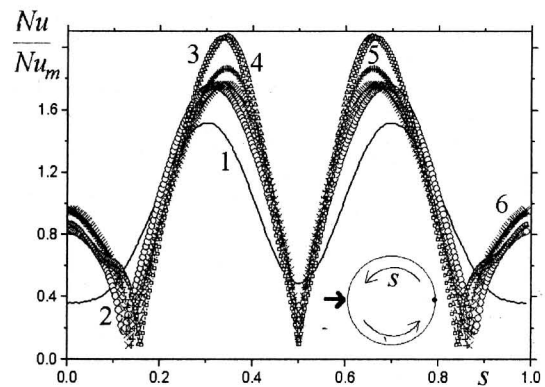


Рис. 6. Влияние  $Pr$  в воздушной среде и температурного фактора в масляной среде на относительную теплоотдачу цилиндра при  $Re=60$ . Цифры соответствуют обозначениям в табл. 1.

Таблица 1. Сравнение интегральных характеристик течения и теплообмена

N	Pr	$T_w$	$C_x$	$Nu_m$	$\Delta p$
1	0.73	1.102	1.01	3.38	-0.125
2	321	1.102	1.00	5.50	-0.124
3	var	1.102	0.45	61.32	-0.053
4	var	1.068	0.67	44.07	-0.085
5	var	1.034	0.86	54.36	-0.108
6	var	1.017	0.95	64.41	-0.118

Как видно, существенное различие характеристик теплоотдачи для различных рабочих сред при перегреве  $50^\circ C$  снижается с уменьшением температуры стенки цилиндра до  $30^\circ C$  и ниже.

## 6. ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА ЦИЛИНДРА С НАПРАВЛЯЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ НА ТЕПЛООБМЕН ПРИ ОБТЕКАНИИ МАСЛОМ

На рис.7 и 8 представлены данные по влиянию материала стенки цилиндра на конвективный теплообмен при ламинарном обтекании маслом круго-

вого цилиндра с пластинами. Относительная температура внутреннего потока составляет  $T=1.068$ . Для материалов с высокой теплопроводностью на внешней стенке формируются изотермические граничные условия. С уменьшением теплопроводности материала температура омываемой стенки снижается. Установка пластин на цилиндр с гипсовой стенкой приводит к незначительной интенсификации теплообмена (порядка десятых процента).

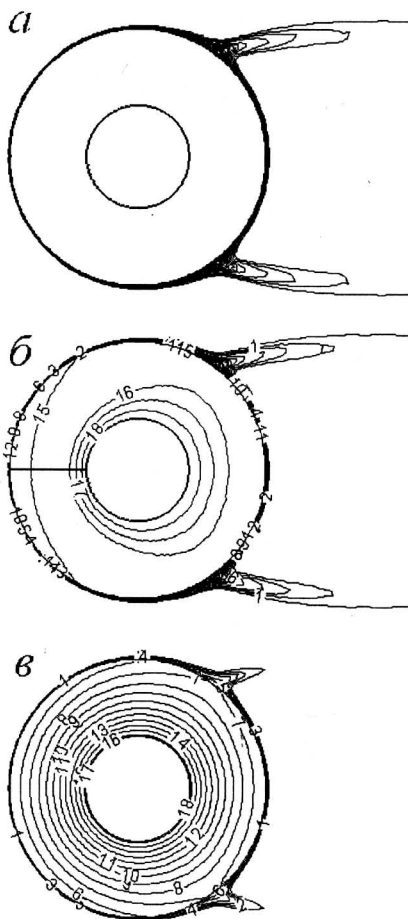


Рис.7. Температурные поля при обтекании маслом МС-20 ( $Re=60$ ) одиночного цилиндра из алюминия (а), стали (б) и гипса (в) при  $h_c=0.3$ : 1 –  $T=1.001$ ; 2 – 1.002; 3 – 1.003; 4 – 1.005; 5 – 1.01; 6 – 1.015; 7 – 1.02; 8 – 1.025; 9 – 1.03; 10 – 1.035; 11 – 1.04; 12 – 1.045; 13 – 1.05; 14 – 1.055; 15 – 1.06; 16 – 1.065; 17 – 1.066; 18 – 1.067; 19 – 1.068.

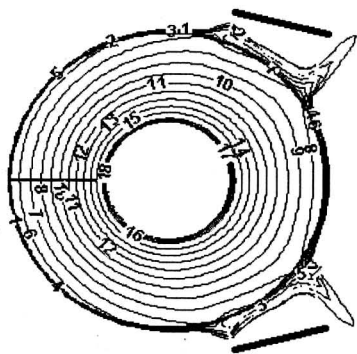


Рис.8. Температурное поле при обтекании ( $Re=60$ ) маслом цилиндра с гипсовой стенкой с установленными пластинами. Обозначения изотерм см. рис. 7.

## 7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Используя многоблочные вычислительные технологии, разработан и апробирован математический аппарат решения сопряженных задач интенсификации теплообмена 1) при обтекании однородной средой одиночного цилиндра со стенками, изготовленными из различного материала; 2) при обтекании неоднородной средой пакета расположенных в коридорном порядке цилиндров.

Показано, что теплообмен цилиндра возрастает на 18-20% при ламинарном обтекании за счет установки направляющих пластин длиной  $L \leq 0.84D$ . Эффект зависит от теплопроводности стенки цилиндра и с ее уменьшением снижается.

Данная работа выполнена при поддержке Белорусского и Российского фондов фундаментальных исследований по проектам № Т 04Р-015, 05-01-00162, 06-08-81005 и 05-02-16184.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$x$  – продольная координата;  
 $d$  – диаметр цилиндра  
 $D$  – характерный масштаб длины;  
 $h, l$  – высота и длина расчетного модуля, соответственно;  
 $\beta, L, l_0, l_c, h_c, r_c$  – геометрические параметры направляющих пластин;  
 $Re, Pr, Nu$  – числа Рейнольдса, Прандтля и Нуссельта;  
 $\xi$  – термогидродинамическая эффективность;  
 $\Delta p$  – перепад давления по длине расчетного модуля;  
 $C_x$  – коэффициент лобового сопротивления.  
 Индексы:  
 $w$  – параметры на стенке;  
 $o$  – одиночный цилиндр с  $d = 0.76$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю.А. Быстров, С.А. Исаев, Н.А. Кудрявцев, А.И. Леонтьев. СПб: Судостроение, 2005. 398 с.
2. Численное моделирование нестационарного ламинарного обтекания кругового цилиндра с перфорированным кожухом / П.А. Баранов, В.Л. Жданов, С.А. Исаев и др. // Изв. АН. МЖГ. 2003. № 2. С. 44-55.
3. Жданов В.Л., Жукова Ю.В., Исаев С.А. Влияние геометрии внешнего кожуха на аэродинамические характеристики кругового цилиндра. Ламинарное обтекание для  $Pr=1$  // Доклады НАН Беларуси. Технические науки. 2005. Т. 49. № 5. С. 104-108.
4. Zhukova Yu.V., Zhdanov V.L., Isaev S.A. Effect of the plate surrounding a circular cylinder on its aerodynamic characteristics and heat transfer // Minsk International Colloquium on Physics of Shock Waves, Combustion, Detonation and Non-Equilibrium Processes. MIC-2005. Minsk. 2005. P. 50-51.
5. Чжен П. Отрывные течения. М: Мир, 1973. Т.3. 334 с.
6. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М: Наука, 1982. 472 с.