

УДК 629.7.023.001.2(082)

Лукиша А.П. – м.н.с., Інститут геотехнічної механіки НАН України
Габрінець В.А. – д.т.н., проф., Дніпропетровський національний університет

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОРИСТЫХ КРУГЛЫХ КАНАЛОВ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ И ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ПЕРВОГО РОДА

В работе выполнены численные расчёты, позволившие выявить области режимных и конструктивных параметров пористых каналов, в которых выигрыш в теплопередаче перекрывает потери в гидравлике. Вычисление эффективности было выполнено для металловолокнистых и металлопорошковых пористых материалов, изготовленных из меди, при движении несжимаемой жидкости – воды и при граничных условиях первого рода. В качестве эталонной поверхности для сравнения была принята гладкостенная труба.

Расчеты показали, что положительный эффект может достигаться в металловолокнистых пористых структурах при малом диаметре канала – порядка 5 мм и меньше; значениях числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале на границе ламинарной и переходной областей – $Re_0 \approx 2000 \div 2300$, значениях пористости приблизительно $0,7 \div 0,9$ и относительной длине сравниваемого гладкостенного канала приблизительно 20.

Ключевые слова: эффективность; пористые каналы; ламинарный, переходной, турбулентный режимы движения жидкостного охладителя; граничные условия первого рода.

Ввиду мирового удорожания энергоресурсов, актуальной задачей настоящего времени является внедрение энергосберегающих технологий. Одним из путей решения подобного рода задач является разработка компактных, высокоэффективных теплообменников. Примером подобного рода систем могут служить пористые теплопередающие элементы, изготовленные из металловолокна, металлопорошка, высокопористых ячеистых материалов или из сетчатых проницаемых материалов. Материалом пористой структуры из-за высокого коэффициента теплопроводности, как правило, выбирается медь, либо другой аналогичный материал.

Однако наряду с явным преимуществом пористых теплообменников – высокой эффективностью передачи тепла за счёт высокой те-

плопроводности материала пористой вставки, существует также и недостаток – высокое гидравлическое сопротивление пористых структур. Несмотря на достаточно широкое исследование гидравлики и теплообмена в пористых материалах, вопросам исследования энергетической эффективности данных структур по сравнению с традиционными гладкостенными каналами было уделено недостаточно внимания. Изучению данного вопроса применительно к однофазным жидкостным потокам и различным режимам движения теплоносителя посвящена предлагаемая статья.

Постановка задачи

Расчёт эффективности пористых теплообменников проводился по методике Гухмана А. А. (Guhman A. A.), изложенной в [1]. По данной методике сравниваются три параметра – количество передаваемой теплоты Q , мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя N , и площадь боковой поверхности F . При этом два любых параметра из трёх перечисленных выше считаются постоянными, а сравнение ведётся по третьему. Соответственно могут быть и три коэффициента эффективности – $k_Q = Q_p/Q_{sm}$, $k_N = N_p/N_{sm}$ и $k_F = F_p/F_{sm}$. Поскольку в качестве эталонной (сравниваемой) поверхности бралась гладкостенная труба, то индексы у трёх приведенных выше коэффициентов обозначают: p – пористый и sm – гладкостенный цилиндрические каналы. В случае, если диаметры каналов одинаковы, то $k_F = k_\xi = (\xi_p/\xi_{sm})$, где $\xi = x/d$ – безразмерная длина канала, x – координата вдоль оси канала, d – диаметр канала.

Расчёт проводился для несжимаемой жидкости – воды, для ламинарного, переходного и турбулентного режимов движения теплоносителя и граничных условий первого рода. Количество передаваемого гладкостенным каналом тепла при ламинарном режиме движения охладителя проводилось с использованием средней по сечению канала температуры жидкости на выходе из трубы. Выражение для средней по сечению гладкостенного канала температуры жидкости при граничных условиях первого рода известно как решение задачи Гретца – Нуссельта [2]. При турбулентном и переходном режимах движения теплоносителя в сравниваемом гладкостенном канале количество передаваемого этим каналом тепла рассчитывалось с использованием среднего по длине канала коэффициента теплоотдачи. Значение среднего по длине гладкостенного канала коэффициента теплоотдачи для турбулентного режима движения теплоносителя находилось по формуле Михеева [3], а для переходного режима движения эта величина рассчитывалась по формуле Gnielinski V. [4], [5].

Количество передаваемой пористым каналом теплоты проводилось с использованием средней по сечению канала температуры жидкости на выходе из трубы. Выражение для средней по сечению пористого канала температуры жидкости при граничных условиях первого рода получено Майоровым В.А. [6].

При расчёте гидравлического сопротивления в гладкостенном канале, при ламинарном режиме движения теплоносителя, использовалось соотношение Пуазейля [7], при турбулентном режиме движения использовались соотношения Блазиуса и Никурадзе [7], а в переходной области движения теплоносителя использовались соотношения Кутателадзе С.С. [8] и Блазиуса [7]. При расчёте гидравлического сопротивления в пористых каналах использовалось модифицированное уравнение Дарси.

При этом результирующая система уравнений для расчёта коэффициентов k_Q , k_N и k_F , для ламинарной области движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах, записывается следующим образом:

при $\gamma^2 \leq 10^3$

$$\begin{aligned} \text{Rep} \left[1 - 4 \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-4\mu_n^2 \cdot \xi_p / \text{Rep}(1 + 4\mu_n^2 / \gamma^2)) \right] = \\ = \text{Resm} \left[1 - 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{B_n}{\epsilon_n^2} \right) \cdot \exp\left(-2 \epsilon_n^2 \frac{\xi_{sm}}{\text{Pesm}}\right) \right]; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{Rep}^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \text{Rep}^2 \cdot \frac{32 \xi_{sm}}{d\beta \xi_p} \text{Resm}^2 = 0; \quad (2)$$

и при $\gamma^2 > 10^3$

$$\begin{aligned} \text{Rep} \left[1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-B'_n \xi_p) \right] = \\ = \text{Resm} \left[1 - 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \left(\frac{B_n}{\epsilon_n^2} \right) \cdot \exp\left(-2 \epsilon_n^2 \frac{1}{\text{Pesm}} \cdot \xi_{sm}\right) \right], \end{aligned} \quad (3)$$

где $B'_n = [(Pe/2)^2 + 4\mu_n^2]^{1/2} - Pe/2$;

$$\text{Rep}^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \text{Rep}^2 - \frac{32 \xi_{sm}}{d\beta \xi_p} \text{Resm}^2 = 0. \quad (4)$$

Для переходной и турбулентной областей движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах система уравнений для расчёта коэффициентов k_Q , k_N и k_F записывается следующим образом: при $\gamma^2 \leq 10^3$

$$\frac{\mu c_p}{4d} \cdot \text{Re}_p \cdot [1 - 4 \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-4\mu_n^2 \cdot \xi_p / \text{Pe}_p(1 + 4\mu_n^2 / \gamma^2))] \cdot (T_w - T_0) = \alpha_i \cdot \xi_0 \cdot (T_w - \bar{T}_i); \quad (5)$$

$$\text{Re}_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \cdot \text{Re}_p^2 - \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \cdot \text{Re}_0^3 \cdot \frac{\xi_0}{\xi_p} = 0; \quad (6)$$

или при $\gamma^2 > 10^3$

$$\frac{\mu c_p}{4d} \text{Re}_p [1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-B'_n \xi_p)] = \alpha_i \cdot \xi_0 \cdot (T_w - \bar{T}_i), \quad (7)$$

где $B'_n = [(Pe/2)^2 + 4\mu_n^2]^{1/2} - Pe/2$,

$$\text{Re}_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \cdot \text{Re}_p^2 - \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \cdot \text{Re}_0^3 \cdot \frac{\xi_0}{\xi_p} = 0. \quad (8)$$

Здесь $\gamma^2 = (h_v \cdot d^2) / \lambda_p$ – параметр, характеризующий интенсивность внутрипорового теплообмена; h_v – интенсивность объёмного внутрипорового теплообмена, λ_p – коэффициент теплопроводности пористого материала; α_i и \bar{T}_i – коэффициент теплоотдачи и средняя температура жидкости по длине гладкостенного канала, получаемые на i -м шаге итерации при расчёте с помощью метода последовательных приближений, с использованием формулы Михеева (10); ξ'_{ot} – коэффициент сопротивления гладкостенной трубы при турбулентном движении охладителя.

В уравнениях (1) – (8) приняты следующие обозначения Re_p и Re_{sm} – число Рейнольдса в пористом и гладкостенном каналах; $\text{Pe}_p = \text{Re}_p \cdot \text{Pr}_p = (G \cdot d \cdot c_p) / \lambda_p$ – критерий Пекле (Pekle) пористого канала; Pr_p – критерий Прандтля (Prandtl) пористого канала; $G = \dot{m} / F_{cs}$ – удельный массовый расход охладителя; F_{cs} – площадь поперечного сечения; \dot{m} и c_p – расход и теплоёмкость жидкости; μ_n – последовательные корни уравнения $I_0(\mu) = 0$, ($n = 1, 2, 3, \dots$, ($\mu_1 = 2,4048$)), I_0 – функция Бесселя (Bessel) первого рода нулевого порядка. В уравнениях (1) и (3) величины ε_n^2 , B_n обозначают собственные значения и постоянные задачи о теплообмене в цилиндрическом гладкостенном канале при граничных условиях первого рода.

Выражение в квадратных скобках левой части уравнений (1), (3), (5), (7) представляет собой среднюю безразмерную температуру жидкости на выходе из пористого канала:

$$k = (\bar{t} - t_0)/(t_w - t_0). \quad (9)$$

Выражение в квадратных скобках правой части уравнений (1) и (3) представляет собой среднюю безразмерную температуру жидкости на выходе из гладкостенного канала:

$$k' = (\bar{T} - T_0)/(T_w - T_0). \quad (10)$$

Здесь \bar{t} и \bar{T} – средние температуры жидкости на выходе из пористого и гладкостенного каналов; индексы «w» и «0» относятся к температуре жидкости на стенке и на входе в канал соответственно.

В уравнениях (2), (4), (6) и (8) параметры α и β обозначают вязкостный и инерционный коэффициенты сопротивления пористого материала.

Расчёт параметра h_v в выражении для γ^2 проводится по критериальным уравнениям вида:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c, \quad (11)$$

где коэффициенты a , b и c берутся из экспериментальных данных для конкретного вида пористого материала и теплоносителя.

Критерий Нуссельта в этом уравнении рассчитывается по формуле $Nu = (h_v \cdot (\beta/\alpha)^2)/\lambda_l$, а критерий Рейнольдса вычисляется по соотношению $Re = (G \cdot (\beta/\alpha))/\mu$, где λ_l – теплопроводность теплоносителя, μ – коэффициент динамической вязкости.

Полученные системы уравнений (1) – (4) и (5) – (8) являются системами нелинейных алгебраических уравнений с переменными коэффициентами, записанными в рядах. Решение задачи в данной постановке сводится к нахождению сочетания параметров пористой структуры и гладкостенного канала: пористости θ , диаметра каналов d , относительной длины гладкостенного канала $\xi_{sm} = x/d$, температуры стенки каналов (T_w) и числа Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm} при которых полученные системы уравнений (1) – (4) и (5) – (8) имеют наилучшее решение – наибольшую величину коэффициентов k_Q , k_N и k_F .

Решение

Выполненные расчёты коэффициентов эффективности проводились для металлической проволоки, изготовленной из волокон меди диаметром 200 мкм, для следующих расчётных параметров: пористость: $\theta = 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9$; число Рейнольдса гладкого канала: $Re_{sm} = 10^2; 2,0 \cdot 10^2; 5,0 \cdot 10^2; 10^3; 2,0 \cdot 10^3; 2,3 \cdot 10^3; 3,0 \cdot 10^3; 4,0 \cdot 10^3; 6,0 \cdot 10^3; 8,0 \cdot 10^3; 10^4; 2,0 \cdot 10^4; 5,0 \cdot 10^4; 10^5; 10^6$; относительная длина гладкостен-

ного канала $\xi_{sm} = x/d = 2; 5; 20; 50; 100; 500; 1000$; диаметр канала $d = 1, 2, 3, 4, 5, 10, 20, 50$ мм.; температура стенки $T_w = 25; 30; 40; 70; 100$ °С; температура жидкости на входе в канал $T_0 = 20$ °С.

При расчёте коэффициента теплопроводности пористого материала λ_p использовалась зависимость, полученная в [9] и дающая согласно [10] хорошее согласование с экспериментальными данными. Расчёт интенсивности внутривязного теплообмена проводился с помощью критериального уравнения [6], полученного экспериментально для пористого материала, изготовленного из волокон:

$$Nu = 0,007 Re^{1,2}. \quad (12)$$

Для вычисления параметров α и β использовались следующие соотношения [10]:

$$\alpha = 2,57 \cdot 10^8 \cdot \theta^{-3,91}, \quad (13)$$

$$\beta = 0,91 \cdot 10^3 \cdot \theta^{-5,33}. \quad (14)$$

Численный расчёт средних температур жидкости в пористом канале и в канале с гладкой стенкой показал [11], [12], что при граничных условиях первого рода прогрев жидкости до температуры стенки в пористом канале происходит на расстоянии в несколько калибров от входа в канал (что значительно меньше, чем в гладкостенном канале). Т.е. на этом расстоянии в пористом канале завершается теплообмен и далее такой канал работает только как гидравлическое сопротивление. Учитывая этот факт, можно сделать вывод, что нецелесообразно сравнивать гладкостенный и пористый каналы одинаковой длины. Длину пористого канала в этом случае следует определять из дополнительного условия, например, достижения средней безразмерной температурой жидкости на выходе из пористого канала (9) значения 1 или другого значения 0,9, 0,8, 0,7 и т.д.

Рассмотрим методики вычисления коэффициентов k_Q , k_N и k_F с учётом данного обстоятельства. Отметим, что при составлении уравнений равенства количеств теплоты, передаваемого пористым и гладкостенным каналами, при ламинарном (1), (3) и турбулентном (5), (7) режимах движения теплоносителя, для гладкостенной поверхности использовались разные соотношения. Для ламинарного режима применялось соотношение, использующее выражение для средней по сечению канала температуры жидкости на выходе из трубы, а для турбулентного режима применялось соотношение, использующее среднее значение коэффициента теплоотдачи в канале. В связи с этим, методики расчёта коэффициентов эффективности k_Q , k_N и k_F для ламинарного и турбулентного режимов движения охладителя в сравниваемом гладкостенном канале будут отличаться между собой. Рассмотрение начнём с **ламинарного режима**.

Коэффициент эффективности k_N . При расчёте этого коэффициента, ввиду того, что принимается $k=1 - \bar{\vartheta}$ – определённой фиксированной величине, вначале из уравнения (1) находится значение $Re_p = T/k$, где T – правая часть уравнения. После этого, путём перебора значений ξ_p от 0 до ξ_{sm} , находится то значение ξ_p , при котором выражение (9) или значение выражения в квадратной скобке левой части уравнения (1) равняется величине k из диапазона $k = 1 \div 0,5$. Затем найденные значения Re_p и ξ_p подставляются в выражение (2) и находится отношение:

$$k_N = \left(\frac{32}{d \cdot \beta} \cdot \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} \cdot Re_{sm}^2 \right) / \left(Re_p^3 + \frac{\alpha \cdot d}{\beta} \cdot Re_p^2 \right). \quad (15)$$

После этого так же можно вычислить значение $k_F = F_p / F_{sm}$. Расчёты проводились для значений $k = 1 - \bar{\vartheta} = 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$. Наилучшие результаты получились при значении $k = 0,8$. Фрагмент расчётных данных коэффициента k_N и соответствующего ему коэффициента k_F для значений параметров $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $d = 0,005 \text{ м}$; $\xi_{sm} = x/d = 20$ представлен в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Данные расчёта коэффициента k_N в ламинарной области с учётом разности длин каналов.
 $k_N = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005 \text{ м}$

$\theta \backslash Re_p$	500	1000	2000
0,7	0,137	0,323	0,708
0,8	0,246	0,559	1,236
0,9	0,354	0,730	1,494

Таблица 2

Данные расчёта коэффициента k_F , соответствующего коэффициенту k_N .
 $k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005 \text{ м}$

$\theta \backslash Re_p$	500	1000	2000
0,7	7,692	8,000	7,692
0,8	8,000	8,000	7,692
0,9	7,143	6,452	5,714

Коэффициент k_Q . При расчёте коэффициента k_Q следует немного изменить систему уравнений (1) – (2) с учётом того, что длину канала необходимо находить из дополнительного условия: равенства относительного нагрева жидкости в пористом канале определённой величине.

не. При этом уравнение (2) остаётся без изменений, а в уравнении (1) следует приравнять выражение в квадратной скобке левой части определённой величине $k = 1 - \bar{\vartheta} = 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$. Поскольку перед началом расчётов значение Re_p , а следовательно и γ^2 неизвестно, то для расчётов следует пользоваться левой частью уравнения (1), поскольку уравнение (3) является частным случаем уравнения (1) и не учитывает разность температур пористого материала и охладителя в процессе передачи тепла. При решении этой новой системы уравнений следует полученную в явном виде из уравнения (2) величину ξ_p подставить в уравнение (1). Величину γ^2 также следует выразить через Re_p с помощью соотношения (12) и также подставить в уравнение (1). В итоге получим нелинейное алгебраическое уравнение относительно Re_p . Данное уравнение можно решить, например, методом переборки значений Re_p от наибольшего возможного значения Re_{sm} до наименьшего возможного значения 0. После нахождения значения Re_p , его следует подставить в уравнение (2) и после этого можно найти значения ξ_p и $k_F = \xi_{sm}/\xi_p$. Затем, с помощью подставки значения Re_p и ξ_p в уравнение (1), находится значение $k_Q = Re_p \cdot (1 - \bar{\vartheta}) / Re_{sm} \cdot (1 - \bar{\theta})$. Расчёты проводились для $k = 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$. Наилучшие результаты для коэффициента k_Q получались при $k = 0,8$. Фрагмент расчётных данных по коэффициенту k_Q и соответствующему ему коэффициенту k_F для значений расчётных параметров $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $d = 0,005 \text{ м}$; $\xi_{sm} = x/d = 20$ представлен в таблицах 3 и 4.

Таблица 3

Данные расчёта коэффициента k_Q в ламинарной области с учётом разности длин каналов.

$$k_Q = f(Re_p, \theta). \quad t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}; \quad x/d = 20; \quad d = 0,005 \text{ м}$$

$\theta \backslash Re_p$	500	1000	2000
0,7	0,370	0,576	0,860
0,8	0,512	0,765	1,082
0,9	0,629	0,876	1,161

Таблица 4

Данные расчёта коэффициента k_F , соответствующего коэффициенту k_Q .

$$k_F = f(Re_p, \theta). \quad t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}; \quad x/d = 20; \quad d = 0,005 \text{ м}$$

$\theta \backslash Re_p$	500	1000	2000
0,7	7,186	7,822	7,980
0,8	8,248	8,263	7,544
0,9	7,867	6,826	5,386

Коэффициент k_F . При вычислении коэффициента k_F вначале следует из уравнений (2) и (12) выразить величины ξ_p и γ^2 , как функцию Re_p :

$$\xi_p = \frac{32}{d\beta} \cdot Re_{sm}^2 \cdot \xi_{sm} \cdot \left(\frac{1}{Re_p^3 + \frac{\alpha \cdot d}{\beta} \cdot Re_p^2} \right); \quad (16)$$

$$\gamma^2 = 0,07 \cdot Re_p^{1,2} \cdot \left(\frac{\lambda_T}{\lambda} \right) \cdot \left(\frac{d}{\beta\alpha} \right)^{0,8}, \quad (17)$$

и подставить их в левую часть уравнения (1). В итоге получим нелинейное алгебраическое уравнение относительно величины Re_p . Это уравнение можно легко решить численно, например, путём перебора значения Re_p от 0 до Re_{sm} . После нахождения величины Re_p из уравнения (2), можно найти величину k_F :

$$k_F = \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} = \frac{d\beta \cdot \left(Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2 \right)}{32 \cdot Re_{sm}^2}. \quad (18)$$

Результаты расчётов величины k_F показали, что в заданной области расчётных параметров система нелинейных уравнений (1), (2) имеет нерегулярные, эпизодические решения. При тех же параметрах расчётной модели, что и в таблицах 1 – 4 ($t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005 \text{ м}$), решение задачи было получено (существовало) в следующих точках (табл. 5).

Таблица 5

Данные расчёта коэффициента k_F , в ламинарной области при $\xi_p = \xi_{sm}$.
 $k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005 \text{ м}$

θ \ Re_p	2000
0,8	3,9
0,9	2,1

Расчётное поле параметров при вычислении коэффициентов k_Q , k_N и k_F составило 70560 точек. Графики зависимости коэффициентов эффективности k_Q , k_N и k_F от основных параметров модели – диаметра канала d , температурного напора $t_w - t_0$, длины сравниваемого гладкостенного канала ξ_{sm} , числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале Re_{sm} , пористости θ и средней безразмерной температуры жид-

кости на выходе из пористого канала $k = (1 - \bar{\vartheta})$, для ламинарного режима движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах, можно найти в работе [11].

Значения указанных коэффициентов изменяются обратнопропорционально изменению диаметра канала d , температурного напора $t_w - t_0$ и длины сравниваемого гладкостенного канала ξ_{sm} . Значения этих же коэффициентов изменяются прямопропорционально изменению пористости θ и числу Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале Re_{sm} . Зависимость от средней безразмерной температуры жидкости на выходе из пористого канала имеет экстремальный характер с максимумом в районе значения $k = 0,8$.

Турбулентный режим движения. При решении системы нелинейных алгебраических уравнений (5) – (8), записанной для турбулентного режима движения теплоносителя в сравниваемом гладкостенном канале, для расчёта теплоотдачи в гладкостенном канале использовалась формула Михеева [3]:

$$\overline{Nu}_ж = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot \epsilon_1. \quad (19)$$

При расчёте коэффициента теплоотдачи по формуле Михеева (19) за определяющую бралась средняя температура жидкости в канале, которая получалась путём последовательных приближений по данной формуле. В начале определяющей бралась средняя температура \bar{t}_1 жидкости между температурой стенки T_w и температурой жидкости на входе T_0 . Затем рассчитывались коэффициент теплоотдачи по формуле (19) и количество передаваемого гладкостенным каналом тепла по соотношению:

$$Q_{\alpha} = \alpha \cdot (T_w - \bar{t}_1) \cdot F, \quad (20)$$

где F – площадь боковой поверхности канала.

После этого соотношение (20) приравнивалось к количеству тепла, рассчитанному по формуле

$$Q_{\bar{t}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{t}_{\text{вых}} - T_0), \quad (21)$$

и находилась величина $\bar{t}_{\text{вых}}$. Далее рассчитывалась средняя температура жидкости в канале по соотношению $\bar{t}_2 = (T_0 + \bar{t}_{\text{вых}})/2$ и расчёт повторялся опять до тех пор, пока последовательные приближения величины средней температуры жидкости не отличались на величину $\Delta \approx 15\%$. Вычисление теплофизических свойств жидкости при данной температуре проводилось по интерполяционной формуле Лагранжа с использованием 10 базовых точек в интервале температур $0 - 100^\circ\text{C}$.

В формуле (19) величина ε_t учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

При расчёте коэффициента сопротивления гладкостенной трубы ξ'_{ot} при турбулентном режиме движения теплоносителя использовались формулы Блазиуса [7]:

$$\xi'_{ot} = 0,3164 \cdot Re_d^{-1/4}, \quad (22)$$

при $Re_d \leq 10^5$, где Re_d – число Рейнольдса, рассчитанное по диаметру канала и Никурадзе [7]:

$$\xi'_{ot} = 0,0032 + 0,0221 \cdot Re_d^{-0,237} \quad (23)$$

при $10^5 \leq Re_d \leq 10^6$.

Расчётное поле параметров для турбулентного режима движения охладителя в сравниваемом гладкостенном канале составило 9800 точек. Рассмотрим методику расчёта коэффициентов эффективности для турбулентного режима.

Коэффициент k_Q . Поскольку длина пористого канала находится из условия равенства средней безразмерной температуры жидкости на выходе из пористого канала определённому значению $k = 1 - \bar{\vartheta}$, то вначале необходимо приравнять выражение в квадратной скобке левой части уравнения (5) значению k и решить это уравнение относительно числа Рейнольдса в пористом канале Re_p . Для решения этого уравнения также необходимо предварительно выразить входящие в него величины ξ_p и γ^2 через значение числа Рейнольдса в пористом канале по уравнению (6) и уравнению (12). Полученное нелинейное алгебраическое уравнение относительно величины Re_p можно решить, например, методом переборки значений Re_p от наибольшего возможного значения Re_{sm} до наименьшего возможного значения 0. Далее из уравнения (6) при известном значении Re_p находятся величины ξ_p и k_F , а также находится значение коэффициента k_Q , как отношение левой и правой частей уравнения (5):

$$k_Q = \frac{\mu c_p}{4d} Re_p (1 - \bar{\vartheta}) \cdot (t_w - t_0) / \alpha_i \xi_{sm} (T_w - \bar{T}_i). \quad (24)$$

При этом, при нахождении коэффициента теплоотдачи в гладкостенной трубе, за определяющую температуру бралась средняя температура жидкости в канале с использованием итерационного процесса расчёта этой величины. Для расчёта теплофизических свойств жидкости при определяющей температуре применялась интерполяционная формула Лагранжа с использованием 10 базовых точек в интервале температур 0 – 100 °С. Фрагмент расчётных данных вычисления ко-

эффициента k_Q и соответствующего ему коэффициента k_F по методике, учитывающей дополнительное условие сравнения разных длин каналов, для следующих значений параметров $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005\text{ м}$ приведен в таблицах 6 и 7.

Таблица 6

Данные расчёта коэффициента k_Q , в турбулентной области с учётом разности длин каналов.

$$k_Q = f(Re_p, \theta). \quad t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}; t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}; x/d = 20; d = 0,005\text{ м}$$

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	0,673	0,725	0,723	0,702	-1,0
0,7	0,812	0,841	0,820	-1,0	-1,0
0,8	0,883	0,898	-1,0	-1,0	-1,0
0,9	0,851	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0

Значения -1,0 в таблице 6 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Таблица 7

Данные расчёта коэффициента k_F , соответствующего коэффициенту k_Q .

$$k_F = f(Re_p, \theta). \quad t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}; t_w = 25\text{ }^\circ\text{C}; x/d = 20; d = 0,005\text{ м}$$

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	4,998	3,741	2,233	1,441	-1,0
0,7	3,937	2,645	1,457	-1,0	-1,0
0,8	2,663	1,657	-1,0	-1,0	-1,0
0,9	1,382	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0

Значения -1,0 в таблице 7 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Коэффициент k_N . При расчёте этого коэффициента, учитывая, что значение квадратной скобки в левой части уравнений (5) и (7) должно равняться определённой величине k (для нахождения длины пористого канала), вначале из уравнения (1) находим значение числа Рейнольдса в пористом канале по соотношению:

$$Re_p = \frac{\alpha_i \xi_{sm} (T_w - \bar{T}_i)}{k \left(\frac{\mu c_p}{4d} \right)}. \quad (25)$$

Числитель данного выражения находится по известным параметрам гладкостенного канала. Далее, путём перебора значений ξ_p от 0 до ξ_{sm} , находится то значение ξ_p , при котором, при известном, найденном

ранее значения Re_p , выражение в квадратной скобке левой части уравнения (5) или (7) (в зависимости от величины параметра γ^2) равняется определённой, заданной величине k , из диапазона $k = 0,4 \div 1,0$. После этого найденные значения ξ_p и Re_p подставляются в уравнение (2) и находится значение коэффициента k_N :

$$k_N = \left(\frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \cdot Re_{sm}^3 \cdot \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} \right) / \left(Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2 \right), \quad (26)$$

а также значения коэффициента $k_F = F_{sm}/F_p = \xi_{sm}/\xi_p$.

Фрагмент расчётных данных вычисления коэффициента k_N и соответствующего ему коэффициента k_F по методике, учитывающей дополнительное условие сравнения разных длин каналов, для следующих значений параметров $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005 \text{ м}$ приведен в таблицах 8 и 9.

Таблица 8

Данные расчёта коэффициента k_N в турбулентной области с учётом разности длин каналов.

$k_N = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005 \text{ м}$

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	0,303	0,345	0,310	0,268	-1,0
0,7	0,523	0,560	0,491	-1,0	-1,0
0,8	0,675	0,703	-1,0	-1,0	-1,0
0,9	0,592	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0

Значения -1,0 в таблице 8 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Таблица 9

Данные расчёта коэффициента k_F , соответствующего коэффициенту k_Q .

$k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,005 \text{ м}$

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	4,255	3,077	1,709	1,053	-1,0
0,7	3,509	2,326	1,227	-1,0	-1,0
0,8	2,410	1,516	-1,0	-1,0	-1,0
0,9	1,220	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0

Значения -1,0 в таблице 9 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Коэффициент k_F . При расчёте коэффициента k_F вначале следует из уравнений (6) и (12) выразить величины ξ_p и γ^2 , как функцию Re_p :

$$\xi_p = \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \cdot Re_{sm} \cdot \xi_{sm} \cdot \left(\frac{1}{Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \cdot Re_p^2} \right); \quad (27)$$

$$\gamma^2 = 0,07 \cdot Re_p^{1,2} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{\lambda_p} \right) \cdot \left(\frac{d}{\beta \alpha} \right)^{0,8} \quad (28)$$

и подставить их в левую часть уравнения (5). В итоге получим нелинейное алгебраическое уравнение относительно величины Re_p . Это уравнение можно легко решить численно, например, путём перебора значения Re_p от 0 до Re_{sm} . После нахождения величины Re_p , из уравнения (6) можно найти величину k_F :

$$k_F = \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} = \frac{2d\beta \cdot \left(Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2 \right)}{\xi'_{ot} \cdot Re_{sm}^3}. \quad (29)$$

Данные расчёта величины k_F представлены в таблице 10.

Таблица 10

Данные расчёта коэффициента k_F , в турбулентной области при $\xi_p = \xi_{sm}$.
 $k_F = f(Re_p, \theta)$. $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $x/d = 20$; $d = 0,003 \text{ м}$

$\theta \backslash Re_{sm}$	10000	20000	50000	100000	1000000
0,6	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0	-1,0
0,7	-1,0	1,700	-1,0	-1,0	-1,0
0,8	1,029	0,635	0,422	-1,0	-1,0
0,9	0,604	0,372	-1,0	-1,0	-1,0

Значения -1,0 в таблице 10 означают, что при данном сочетании расчётных параметров решение задачи не существует.

Переходная область движения теплоносителя в сравниваемом гладкостенном канале. Методика расчёта коэффициентов эффективности пористых каналов для переходной области $2300 \leq Re_{sm} \leq 10000$ движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах практически совпадает с методикой расчёта для турбулентной области. Отличие состоит в том, что для переходной области

ти, при расчёте теплоотдачи в гладкостенной трубе, вместо формулы Михеева используется формула Gnielinski V. [4], [5]:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha}d}{\lambda} = \frac{(\xi/8)Pr(Re-1000)}{1+12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{\ell}{d} \right)^{-2/3} \right], \quad (30)$$

где $\xi = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$.

При расчете коэффициента гидравлического сопротивления гладкостенной трубы в переходной области движения теплоносителя при значениях чисел Рейнольдса $2200 < Re_{sm} < 4000$ используется соотношение, предложенное С.С. Кутателадзе [8]:

$$\xi'_{ot} \approx 6,3 \cdot 10^{-4} Re^{0,5}. \quad (31)$$

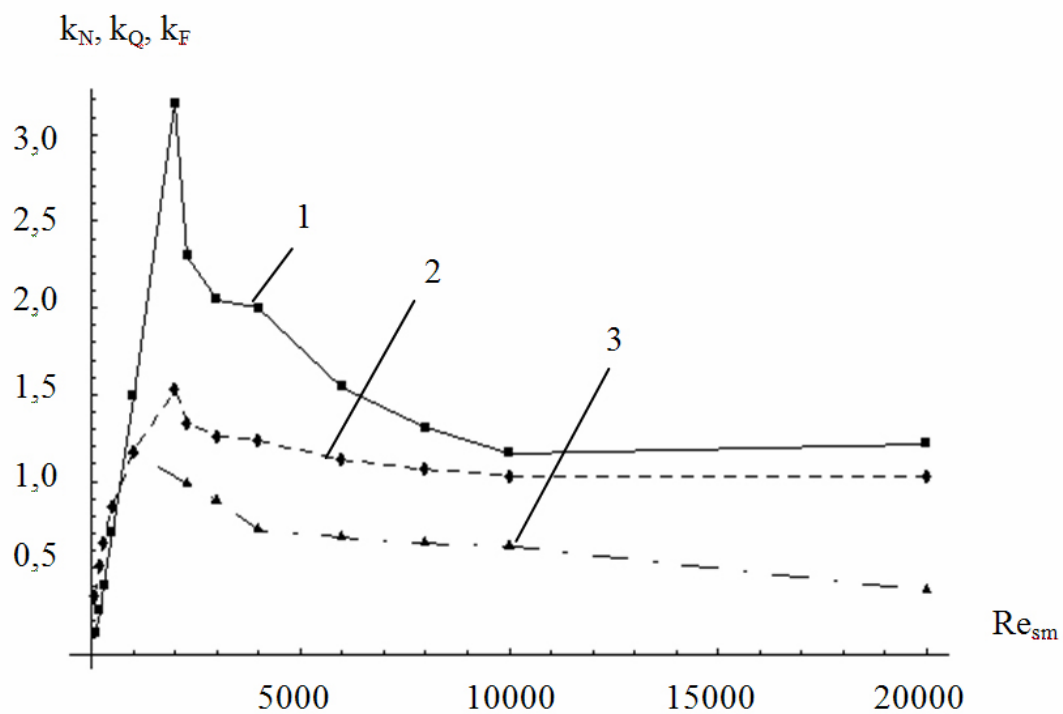
А при значениях чисел Рейнольдса $4000 < Re_{sm} < 10000$ используется соотношение Блазиуса [7]:

$$\xi'_{ot} \approx 0,3164 Re^{-1/4}. \quad (32)$$

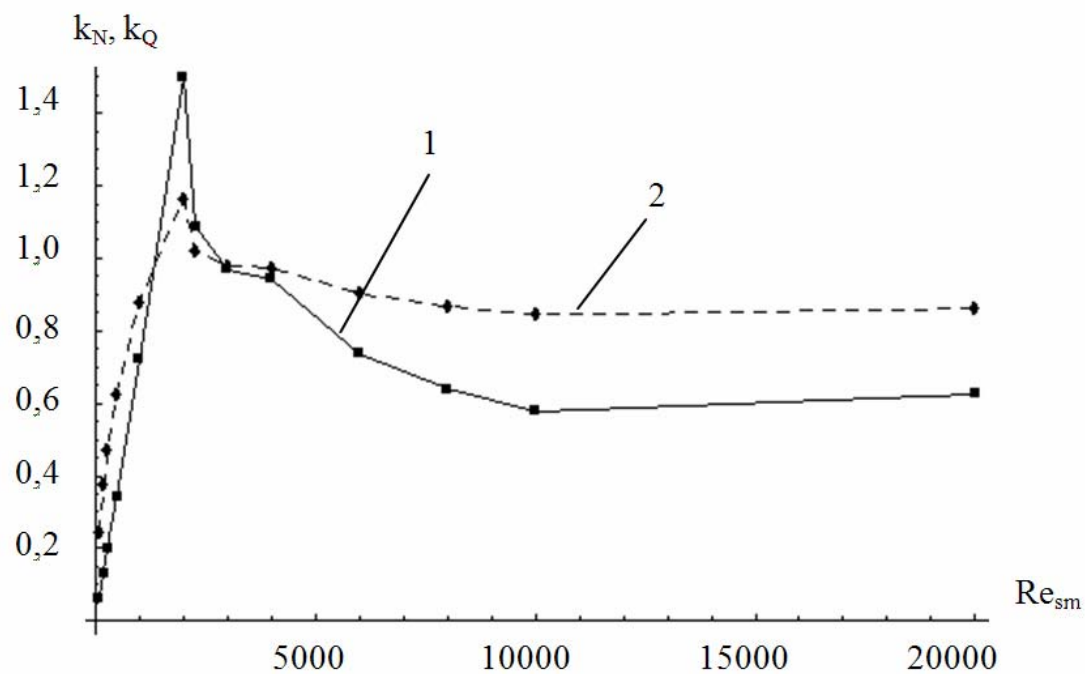
Вычисления коэффициентов эффективности в переходной области движения теплоносителя в сравниваемой гладкостенной трубе были проведены в расчётной области параметров, которая составила 11760 точек.

Объединённый график поведения коэффициентов эффективности k_Q , k_N и k_F для металловолокнистых пористых каналов при ламинарном, переходном и турбулентном режимах движения теплоносителя в сравниваемой гладкостенной трубе ($100 < Re_{sm} < 20000$) при диаметре рассматриваемых каналов $d = 3; 5; 10$ мм приведен на рис. 1 а, б, в. Исходными параметрами для расчёта графиков были следующие точки: пористость $\theta = 0,9$; относительная длина гладкостенного канала $\xi_{sm} = x/d = 20$; диаметр канала $d = 3; 5; 10$ мм; температура стенки канала $T_w = 25$ °С; температура жидкости на входе в канал $T_0 = 20$ °С; средняя безразмерная температура жидкости на выходе из пористого канала $k = (1 - \overline{\theta}) = 0,8$.

Отметим, что зависимость для коэффициента k_F удалось рассчитать и построить только для $d = 3$ мм.



(a)



(б)

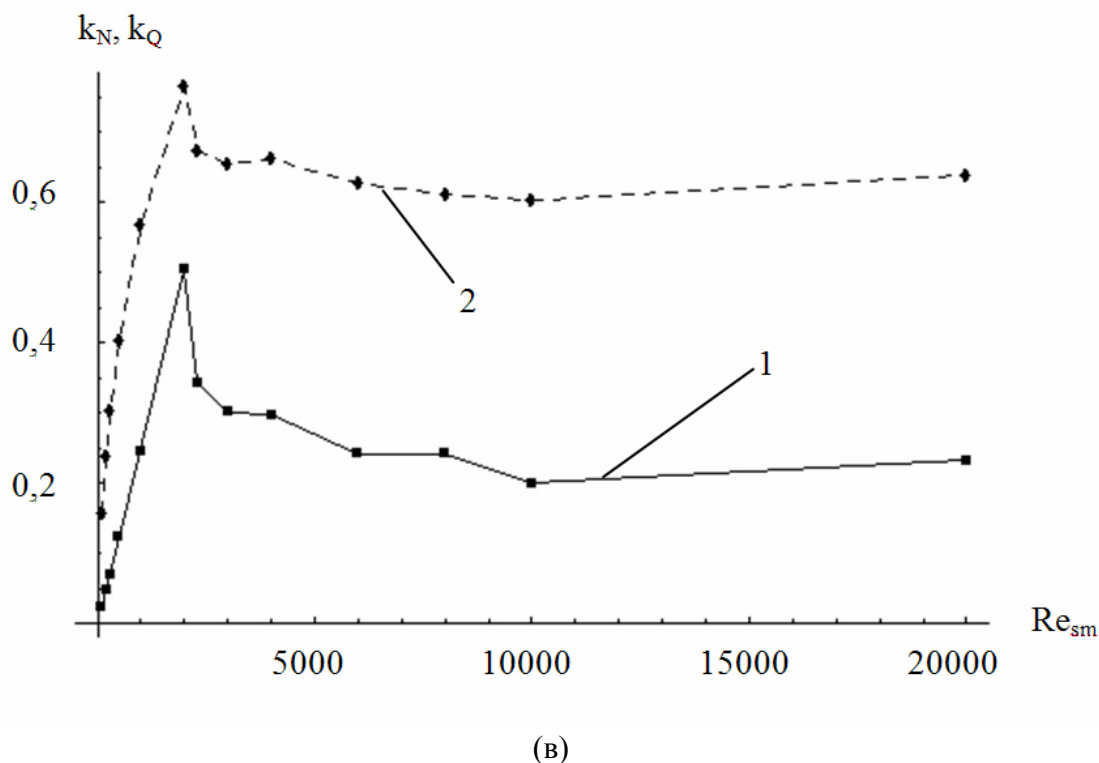


Рис. 1. Залежність коефіцієнтів ефективності металловолокнистих пористих каналів від числа Рейнольдса в порівнюваному гладкостенному каналі: а) $d = 3$ мм; б) $d = 5$ мм; в) $d = 10$ мм.
1 – k_N ; 2 – k_Q ; 3 – k_F

Расчёт коэффициентов эффективности для металлопорошкового материала

Все приведенные выше расчёты были выполнены для металловолокнистого пористого материала. Соответственно для этого же пористого материала были построены и графики на рис.1 а, б, в. Общеизвестно, что металловолокнистый пористый материал обладает определённой анизотропией свойств. В отличие от этого, порошковые пористые материалы являются более изотропными. Хотя все предыдущие расчёты показали, что получить энергетический выигрыш в пористых материалах возможно только при больших значениях пористости ($\theta \approx 0,8 \div 0,9$), а согласно [13] порошковые пористые материалы не могут иметь пористость более $\theta = 0,5$, всё же вызвало интерес рассчитать и построить графики коэффициентов эффективности для порошкового пористого материала с целью посмотреть, не может ли большая упорядоченность структуры металлопорошка перекрыть рост гидросопротивления при меньших пористостях. Расчёты коэффициентов эффективности для медного порошкового пористого материала с диаметром частиц $d_p = 200$ мкм были выполнены для того же расчётного поля параметров, что и для металловолокна, за исключением па-

раметра пористости, который в данном случае не превышал значения $\theta = 0,5$. Данные для расчёта теплофизических и гидравлических характеристик металлопорошка брались в [6] и [14].

$$Nu = 0,005RePr. \quad (18)$$

$$\alpha = 171 \cdot (1 - \theta)^2 \cdot d_q^{-2} \cdot \theta^{-3}, \quad (19)$$

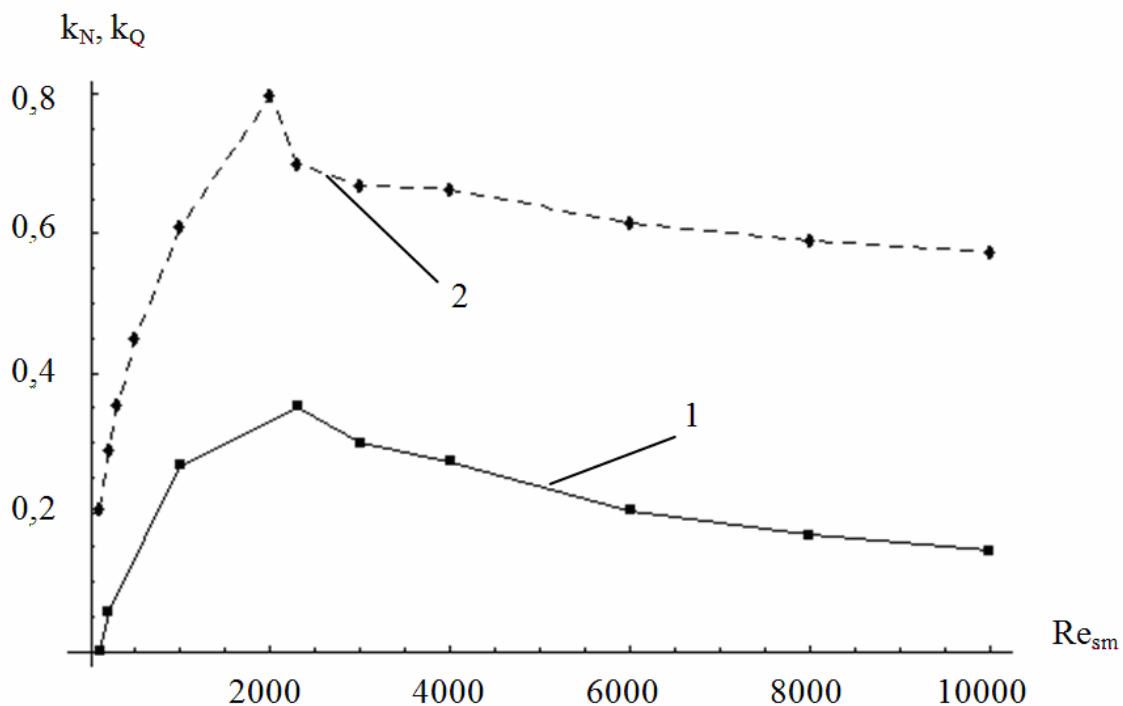
$$\beta = 0,635 \cdot (1 - \theta) \cdot d_q^{-1} \cdot \theta^{-4,72}, \quad (20)$$

$$\lambda_p = \lambda_s \cdot (1 - \theta) / (1 + 11 \cdot \theta^2), \quad (21)$$

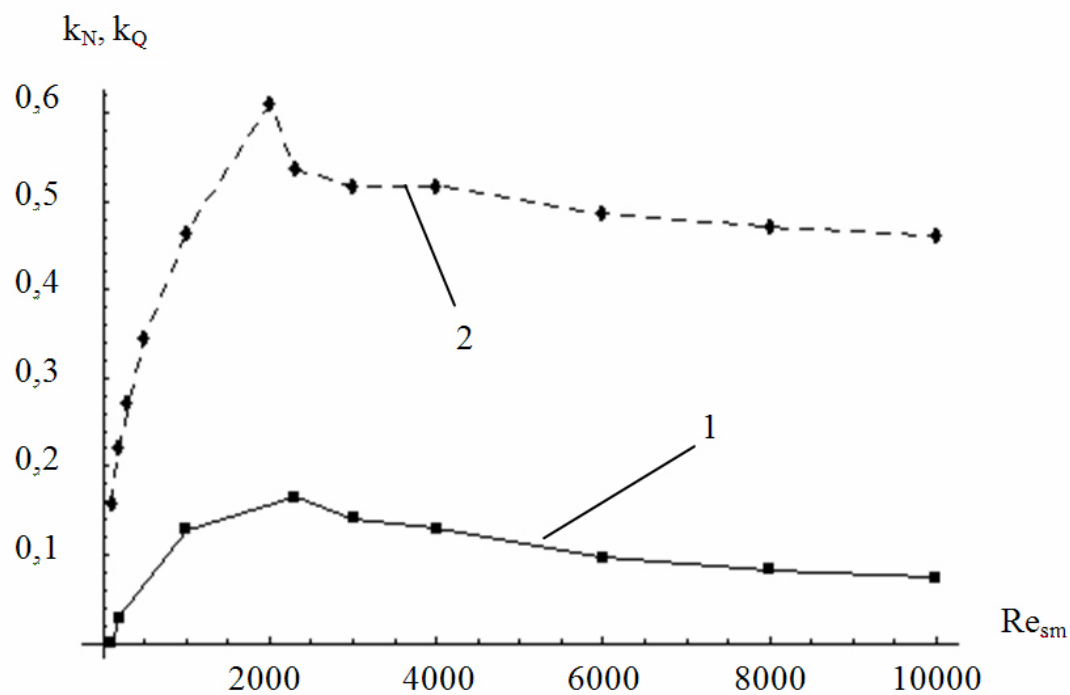
где d_q – диаметр частиц металлопорошка, выраженный в метрах; λ_s – теплопроводность материала, из которого изготовлена пористая вставка.

Объединённый график поведения коэффициентов эффективности k_Q , k_N и k_F для металлопорошковых пористых каналов при ламинарном, переходном и турбулентном режимах движения теплоносителя в сравниваемой гладкостенной трубе ($100 < Re_{sm} < 20000$) при диаметре рассматриваемых каналов $d = 3; 5; 10$ мм приведен на рис. 2 а, б, в.

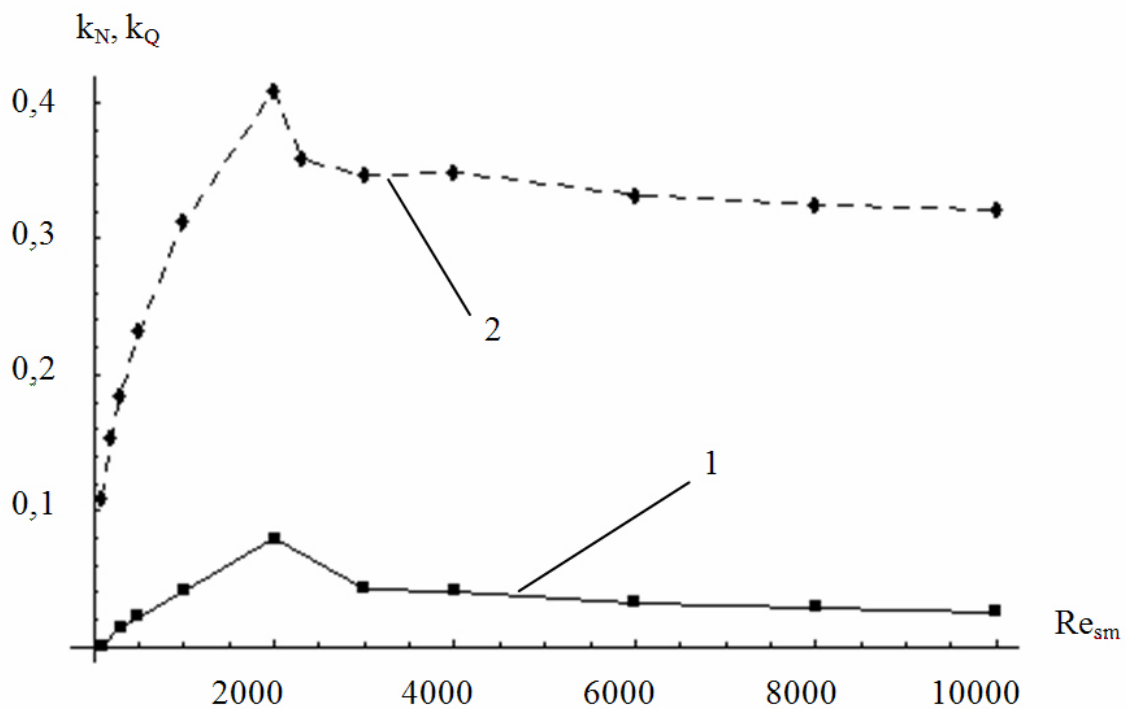
Как видно из графиков, приведенных на рис. 2, ни в одном случае для металлопорошкового пористого материала не удалось получить значения коэффициентов эффективности больше единицы, т.е. для этого пористого материала не удалось выявить области режимных и конструктивных параметров, где бы имелся энергетический выигрыш по сравнению с гладкостенными каналами.



(а)



(б)



(в)

Рис. 2. Зависимость коэффициентов эффективности металловолокнистых пористых каналов от числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале:
 а) $d = 3$ мм ; б) $d = 5$ мм ; в) $d = 10$ мм.
 1 – k_N ; 2 – k_Q

Выводы

В работе приведены итоговые результаты исследований эффективности пористых круглых каналов при движении жидкостного теплоносителя и граничных условиях первого рода в широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса в сравниваемых гладкостенных трубах ($Re_{sm} = 100 - 20000$). Установлено, что наибольший эффект от использования пористых высокотеплопроводных вставок достигается на границе ламинарной и переходной зон движения теплоносителя в сравниваемых гладкостенных каналах ($Re_{sm} = 2000 - 2300$).

В статье приведены данные исследований эффективности как металловолоконистых, так и металлопорошковых пористых материалов. Показано, что положительный энергетический эффект может быть достигнут на металловолоконистых структурах, при высоких значениях пористости (порядка $\theta = 0,8 - 0,9$) и при диаметре канала порядка 5 мм и меньше. На основе проведенных расчётов предложено модифицировать методику сравнения теплообменных поверхностей Гухмана А.А., в случае использования её для получения значений коэффициентов эффективности пористых круглых каналов, путём введения дополнительного условия сравнения длинных гладкостенных и коротких пористых каналов. Длину пористых каналов следует находить из условия равенства средней безразмерной температуры жидкости на выходе из канала заданной величине $k = 0,8$, поскольку в этом случае получается наибольший энергетический эффект.

Выполненные расчёты показали необходимость проведения дальнейших исследований эффективности пористых круглых каналов при движении двухфазного, парового и газового теплоносителей.

Список литературы

1. Гухман А. А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей / А. А. Гухман // Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С. 5–8.
2. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М. : Энергия, 1967. – 411 с.
3. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1973. – 319 с.
4. Gnielinski V. Neue Gleichungen für den Wärme-und Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen / Gnielinski V. // Forsch. Ingr. – 1975. – В. 41, № 1. – S. 8.
5. Петухов Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках : учеб. пособие для вузов / Б. С. Петухов, Л. Г. Генин, С. А. Ковалёв. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 472 с.

6. Поляев В.М. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов / В. М. Поляев, В. А. Майоров, Л. Л. Васильев. – М. : Машиностроение, 1988. – 168 с.
7. Дейч М.Е. Газодинамика : учеб. пособие для ВУЗов / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.
8. Кутателадзе С. С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление : справочное пособие / С. С. Кутателадзе. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
9. Singh B.S. Experimental study of the effective thermal conductivity of liquid saturated sintered fiber metal wicks / Singh B. S., Dybbs A., Lyman F. A. // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1973. – № 16. – P. 1–12.
10. Косторнов А. Г. Проницаемые металлические волокновые материалы / А. Г. Косторнов. – К. : Техніка, 1983. – 128 с.
11. Prisnyakov V.F. Computation of efficiency of porous heat exchangers with high heat conductivity applied in the structure of power plants / V. F. Prisnyakov, A. P. Lukisha // HEFAT 2008. 6th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 30 June to 2 July 2008 Pretoria, South Africa Paper number: PV2.
12. Prisnyakov V.F. Calculation of efficiency of porous cylindrical channels at a turbulent motion of a liquid coolant and under the boundary conditions of the first type / V. F. Prisnyakov, A. P. Lukisha // Proceedings of the VII Minsk International Seminar Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources. Minsk, Belarus, 8–11 September, 2008. – P. 430–437.
13. Пористые проницаемые материалы : справ. изд. / Под ред. С. В. Белова. – М. : Metallurgiya, 1987. – 334 с.
14. Белов С. В. Пористые проницаемые материалы в машиностроении / С. В. Белов. – М. : Машиностроение, 1981. – 247 с.

Рукопись поступила 22.02.2010 г.