

РАСЧЁТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРИСТЫХ КАНАЛОВ КРУГОВОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Исследован теплообмен несжимаемой жидкости при ламинарном режиме течения в канале с пористой вставкой. Представлены результаты расчёта влияния геометрии канала и параметров пористых вставок на эффективность теплообмена. Установлены области параметров пористых теплообменников, где выигрыш в теплопередаче перекрывает потери на гидравлическое сопротивление.

Досліджено теплообмін нестисливої рідини при ламинарному режимі течії в каналі з пористою вставкою. Представлено результати розрахунку впливу режимних і конструктивних параметрів пористих вставок на ефективність теплообміну. Встановлено області параметрів пористих теплообмінників, де вииграш у теплопередачі переважає втрати на гідравлічний опір.

The heat exchange of an incompressible fluid with a laminar flow in porous-inserts channels is studied. The results of calculations of an influence of the channel geometry and parameters of porous inserts on the heat-exchange efficiency are presented. The parametric zones of porous heat exchangers where an increase in the heat transfer exceeds losses in the pressure resistance are determined.

Введение. Постоянное удорожание энергоресурсов делает актуальной задачей внедрение энергосберегающих технологий. Одним из путей решения подобного рода задач является разработка компактных, высокоэффективных теплообменников. Примером подобного рода устройств могут служить пористые теплопередающие элементы, изготовленные из металлической фольги, 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 теплопроводности 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 теплообмену при граничных условиях первого рода посвящена данная работа.

Постановка задачи. Рассмотрим теплообмен несжимаемой жидкости при ламинарном режиме течения в канале кругового сечения с пористой вставкой при постоянной температуре стенки (рис. 1).

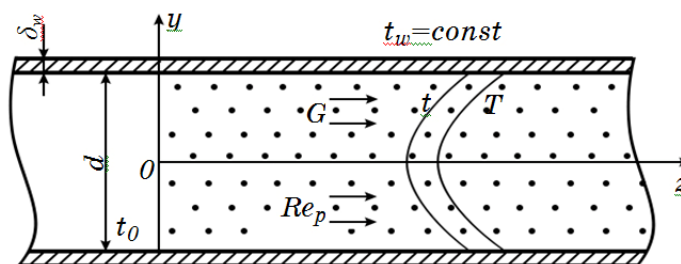


Рис. 1

Методика расчёта. Расчёт эффективности пористых теплообменников будем проводить по методике, учитывающей три сравниваемых параметра: количество передаваемого тепла Q , мощность N , затрачиваемую на прокачку теплоносителя, и площадь боковой поверхности F . В качестве эталонной поверхности для сравнения выберем гладкостенную трубу. При этом количество передаваемого каналами тепла будем рассчитывать с использованием соотношения, учитывающего разность средней по сечению канала температуры жидкости на выходе из трубы и входе в неё. Выражение для средней по сечению гладкостенного канала температуры жидкости при граничных условиях первого рода возьмём из задачи Гретца – Нуссельта [1]. Для случая пористого канала используем аналогичное решение Майорова В.А. [2]. При расчёте мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителя, и гидравлического сопротивления в гладкостенных каналах будем использовать соотношение Пуазейля. В пористых каналах для этой цели применим модифицированное уравнение Дарси.

В рассматриваемой методике сравнения теплообменных поверхностей два любых из трёх перечисленных выше параметров Q , N и F принимаются постоянными, а сравнение ведётся по третьему параметру. Соответственно анализируются три коэффициента эффективности: $k_Q = Q_p/Q_{sm}$; $k_N = N_p/N_{sm}$ и $k_F = F_p/F_{sm}$. Отметим, что основы данной методики были разработаны Гухманом А.А. [3].

Поскольку в качестве эталонной (сравниваемой) поверхности бралась гладкостенная труба, то индексы у трёх приведенных выше коэффициентов эффективности будем обозначать p – пористый и sm – гладкостенный цилиндрический канал. 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. Результирующая система уравнений для расчёта коэффициентов k_Q , k_N и k_F записывается следующим образом:

$$\begin{aligned} Re_p [1 - 4 \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-4 \mu_n^2 \cdot \xi / Pe_p (1 + 4 \mu_n^2 / \gamma^2))] = \\ = Re_{sm} [1 - 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} (\frac{B_n}{\varepsilon_n^2}) \cdot \exp(-2 \xi_n^2 \frac{1}{Pe_{sm}} \cdot \xi_{sm})], \end{aligned} \quad (1)$$

$$Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2 - \frac{32}{d \beta} \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} Re_{sm}^2 = 0, \quad (2)$$

при $\gamma^2 \leq 10^3$ и

$$Re_p [1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-B_n \xi_p)] = Re_{sm} [1 - 8 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} (\frac{B_n}{\varepsilon_n^2}) \cdot \exp(-2 \xi_n^2 \frac{1}{Pe_{sm}} \cdot \xi_{sm})], \quad (3)$$

где $B_n = [(Pe/2)2 + 4\mu 2n]1/2 - Pe/2$,

$$Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2 - \frac{32}{d \beta} \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} Re_{sm}^2 = 0, \quad (4)$$

при $\gamma^2 > 10^3$.

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. В уравнениях (1) и (3) приняты следующие обозначения: Re_p и Re_{sm} – числа Рейнольдса в пористом и гладкостенном каналах; $Pe_p = Re_p \cdot Pr_p = (G \cdot d \cdot c_p) / \lambda_p$ – число Пекле пористого канала; $Pe_{sm} = Re_{sm} \cdot Pr_{sm}$; Pr_p и Pr_{sm} – числа Прандтля пористого и гладкостенного каналов; $G = \dot{m} / F_{cs}$ – удельный массовый расход охладителя; F_{cs} – площадь поперечного сечения; \dot{m} и c_p – расход и теплоёмкость жидкости; ε_n^2 , B_n – собственные значения и постоянные задачи о теплообмене в цилиндрическом гладкостенном канале при граничных условиях первого рода; μ_n – последовательные корни уравнения $I_0(\mu) = 0$, [$n=1,2,3,\dots,(\mu_l=2,4048)$]; I_0 – функция Бесселя первого рода нулевого порядка. При этом выражение в квадратных скобках левой части уравнений (1) и (3) представляет собой среднюю безразмерную температуру жидкости на выходе из канала:

$$k = (\bar{t} - t_0) / (t_w - t_0). \quad (5)$$

Выражение в квадратных скобках правой части уравнений (1) и (3) представляет собой ту же величину для гладкостенного канала:

$$k' = (\bar{T} - T_0) / (T_w - T_0). \quad (6)$$

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) и (4) 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

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c, \quad (7)$$

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 $Nu = (h_v \cdot (\beta/\alpha)^a) / \lambda_l$, а критерий Рейнольдса вычисляется по соотношению $Re = (G \cdot (\beta/\alpha)) / \mu$, где λ_l – теплопроводность теплоносителя, μ – коэффициент динамической вязкости.

Ввиду того что зависимости (1) и (3) записаны в рядах, их трудно анализировать. С целью упрощения анализа данной системы уравнений, заменим соотношения (1) и (3) интерполяционными уравнениями без рядов, описывающими исходные уравнения. При этом введём следующие коэффициенты:

$$G1 = \frac{0,058}{1,0 + 1,598667 \cdot 10^{-2} (\gamma^2)^{0,9554478}} + 0,188,$$

$$G2 = \frac{23,124}{1,0 + 3,975579 \cdot 10^{-2} (\gamma^2)^{1,085736}} - 23,124,$$

$$C = 1 / (0,718 / (1 + 17854,305 / Pe_p^{8,9})^{(1/17)} + 0,115),$$

$$D = (0,22/(Pe_p^{1,24}/384,52156) + 1)^{31} + 0,7$$

и сделаем следующее интерполяционное замещение:

$$8 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{B_n}{\xi_n^2} \exp(-2 \xi_n^2 \frac{1}{Pe_{sm}} \cdot \xi_{sm}) = 0,9e^{(-14,5616 \frac{\xi_{sm}}{Pe_{sm}})}$$

Тогда уравнения (1) и (3) преобразуются соответственно к следующему виду:

$$Re_p [1 - 4 \cdot G1 \cdot e^{G2 \cdot \frac{\xi_p}{Re_p \cdot Pr_p}}] = 0,9e^{(-14,5616 \frac{\xi_{sm}}{Pe_{sm}})}, \quad (8)$$

$$Re_p [1 - (4 \cdot 0,98 / (1 + (\xi_p / \exp(C \cdot D)))^{31})] = Re_{sm} [0,9e^{(-14,5616 \frac{\xi_{sm}}{Pe_{sm}})}]. \quad (9)$$

Введя обозначения:

$$\frac{\xi_{sm}}{Pr_{sm} \cdot \frac{\lambda_{sm}}{\lambda_p}} = K; \quad \frac{32Re_{sm}^2}{d\beta} = B; \quad \frac{\alpha d}{\beta} = A; \quad Re_{sm} [0,9e^{(-14,5616 \frac{\xi_{sm}}{Pe_{sm}})}] = T, \quad (10)$$

систему (1) – (2) можно записать так:

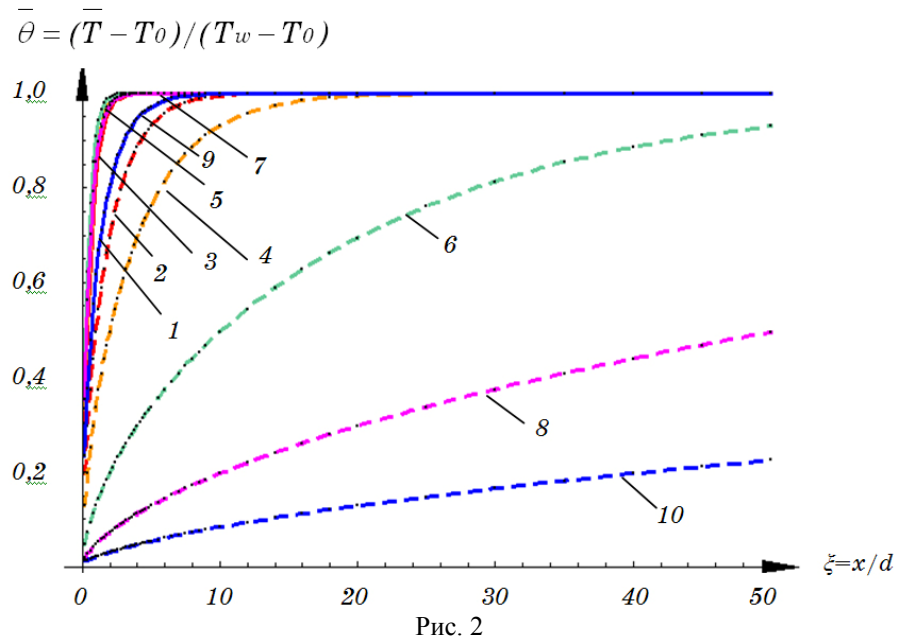
$$Re_p (1 - 4 \cdot G1 \cdot e^{\frac{G2 \cdot K \cdot (\xi_p / \xi_{sm})}{Re_p}}) = T, \quad (11)$$

$$Re_p^3 + ARe_p^2 - B \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} = 0. \quad (12)$$

В итоге получаем систему нелинейных алгебраических уравнений с переменными коэффициентами. Решение задачи в данной постановке сводится к нахождению (поиску) сочетания коэффициентов $K, B, A, T, G1, G2$ или 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 полученная система уравнений (11) – (12) или исходная система (1) – (2); (3) – (4) имеет наибольшую величину коэффициентов k_Q, k_N и k_F .

Результаты расчётов

Расчёт средних температур жидкости в пористом канале и в канале с гладкой стенкой показал, что прогрев жидкости до температуры стенки в пористом канале происходит на расстоянии в несколько калибров от входа в канал (см. рис. 2).



Т.е. на этом расстоянии завершается теплообмен в пористом канале и далее такой канал работает только как гидравлическое сопротивление. На рис.2 под номерами 1, 3, 5, 7, 9 обозначены распределения средней безразмерной температуры жидкости по длине в пористом канале, при значениях чисел Рейнольдса соответственно $Re_p=10; 20; 100; 500$ и 2000 . Номерами 2, 4, 6, 8, 10 на рис.2 обозначены распределения средней безразмерной температуры жидкости по длине в гладкостенном канале, при значениях чисел Рейнольдса соответственно $Re_{sm} = 10; 20; 100; 500$ и 2000 . Кроме того, рассмотрев средние температуры жидкости в пористом канале при различных числах Рейнольдса, можно заметить следующую особенность. При увеличении числа Рейнольдса от 0 до значений порядка $Re_p = 100 - 200$, средняя температура жидкости на выходе из канала не уменьшается, как в гладкостенном канале, а наоборот – увеличивается. Такую особенность можно объяснить влиянием интенсивности объёмного внутрипорового теплообмена (величина h_v), которая зависит от числа Рейнольдса (см. соотношение (6)), на прогрев жидкости в пористом канале. После значения $Re_p=200$ температура жидкости на выходе из пористого канала, подобно гладкостенному каналу, начинает уменьшаться с ростом скорости потока.

Если по оси абсцисс отложить число Рейнольдса жидкости в пористом канале, а по оси ординат отложить расстояние от входа в канал, на котором происходит прогрев жидкости до температуры стенки, то получим зависимость, изображённую на рис.3.

Эта зависимость рассчитана для металлического пористого канала, изготовленного из волокон меди диаметром $200 \mu\text{м}$. Пористость канала составляла $\theta = 0,5$; диаметр $d = 0,02 \text{ м}$; относительная длина $\xi_p = 50$.

Учитывая изложенное выше, можно сделать вывод, что при определении коэффициентов эффективности k_Q и k_N нецелесообразно сравнивать гладкостенный и пористый каналы одинаковой длины, поскольку теплообмен в пористом канале завершается на расстоянии в несколько калибров от входа. Длину пористого канала следует определять из дополнительного условия,

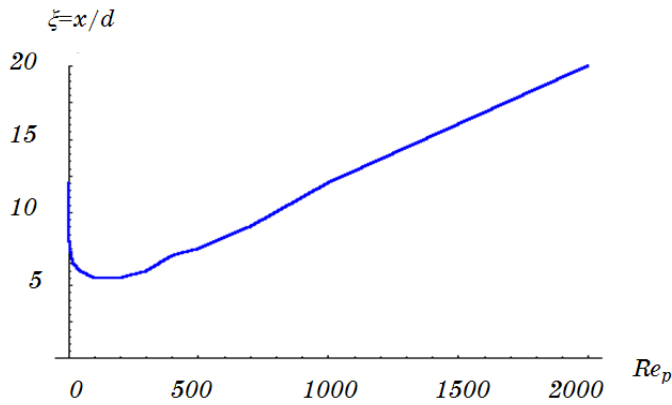


Рис. 3

например достижения средней безразмерной температурой жидкости на выходе из канала (5) значения 1 или другого значения: 0,9; 0,8; 0,7 и т.д.

Выполненные расчёты коэффициентов эффективности проводились для металловолокна, изготовленного 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: $Re_{sm} = 100; 200; 300; 500; 1000; 2000$; относительная длина гладкостенного 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 [4] и дающая, согласно [5], хорошее согласование с экспериментальными данными. Расчёт интенсивности внутрипорового теплообмена проводился с помощью критериального уравнения [2], полученного экспериментально для пористого материала, изготовленного из волокон:

$$Nu = 0,007Re^{1,2}. \quad (13)$$

Для вычисления параметров α и β использовались следующие соотношения [5]:

$$\alpha = 2,57 \cdot 10^8 \cdot \theta^{3,91}, \quad (14)$$

$$\beta = 0,91 \cdot 10^3 \cdot \theta^{5,33}. \quad (15)$$

Расчёты были проведены для всего поля параметров, что составляло 11760 точек.

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 средней безразмерной температуры жидкости на выходе из пористого канала определённой величине. При этом уравнение (2) остаётся без изменений, а в уравнении (1) следует приравнять выражение в квадратной скобке в левой части величине $k = 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$. 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 ζ_p подставить в уравнение (1). Величину γ^2 также следует выразить через Re_p с помощью соотношения (13) и также подставить в уравнение (1). В итоге получим нелинейное алгебраическое уравнение относительно Re_p . Данное уравнение решалось методом перебора значений Re_p от наибольшего возможного значения Re_{sm} до наименьшего возможного значения 0. После нахождения значения Re_p , оно подставлялось в уравнение (2) и находились значения ζ_p и $k_F = \zeta_{sm}/\zeta_p$. Затем, с помощью подстановки значений Re_p и ζ_p в уравнение (1), находилось значение $k_Q = Re_p \cdot k / Re_{sm} \cdot k'$. Расчёты проводились для $k = 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,75; 0,6; 0,5$. Наилучшие результаты для коэффициента k_Q получались при $k = 0,8$ (см. рис. 6). Фрагмент расчётных данных по коэффициенту k_Q и соответствующему ему коэффициенту k_F для значений расчётных параметров $t_w = 25^\circ \text{C}$; $d = 0,005 \text{ м}$; $\zeta_{sm} = x/d = 20$; $k = 0,8$ представлен в таблице 1.

Таблица 1

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}			
	300	500	1000	2000
Коэффициент эффективности k_Q				
0,7	0,259	0,365	0,570	0,857
0,8	0,368	0,507	0,761	1,083
0,9	0,474	0,626	0,876	1,163
Коэффициент эффективности k_F , соответствующий коэффициенту k_Q				
0,7	5,598	6,137	6,707	6,881
0,8	6,719	7,093	7,141	6,567
0,9	7,070	6,826	5,958	4,711

Коэффициент k_N . При расчёте этого коэффициента, ввиду того что значение k принимается равным заданной, фиксированной величине, вначале из уравнения (1) находится значение $Re_p = T/k$, где T – правая часть уравнения (1). После этого, путём перебора значений ζ_p от 0 до ζ_{sm} , находилось то значение ζ_p , при котором выражение (5) или значение выражения в квадратной скобке левой части уравнения (1) равнялось величине k из диапазона $k = 1 - 0,5$. Затем найденные значения Re_p и ζ_p подставлялись в выражение (2) и находилось отношение

$$k_N = \left(\frac{32}{d \cdot \beta} \cdot \frac{\zeta_{sm}}{\zeta} \cdot Re_{sm}^2 \right) / \left(Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \cdot Re_p^2 \right). \quad (16)$$

После этого так же вычислялось значение $k_F = F_p / F_{sm}$. Расчёты проводились для тех же значений k , что и для коэффициента k_Q . Фрагмент расчётных данных коэффициента k_N и соответствующего ему коэффициента k_F для значений параметров $t_w = 25^\circ \text{C}$; $d = 0,005 \text{ м}$; $\zeta_{sm} = x/d = 20$; $k = 0,8$ представлен в таблице 2.

Таблица 2

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}		
	500	1000	2000
Коэффициент эффективности k_N			
0,7	0,136	0,309	0,707
0,8	0,251	0,553	1,232
0,9	0,343	0,720	1,501
Коэффициент эффективности k_F , соответствующий коэффициенту k_N			
0,7	6,667	6,667	6,667
0,8	7,143	6,897	6,667
0,9	6,061	5,556	5,000

Коэффициент k_F . Расчитанный по методике Гухмана А.А. [3] коэффициент $k_F = \zeta_p / \zeta_{sm}$ находился путём решения системы (1) – (2) или (3) – (4) методом половинного деления. Параметры расчётной модели были те же, что и в таблицах 1 и 2 ($T_0=20$ °С; $T_w=25$ °С; $x/d=20$; $d=0,005$ м.). Решение задачи было получено при следующем сочетании расчётных параметров (табл.3)

Таблица 3

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}
	2000,00
Коэффициент эффективности k_F	
0,8	3,9
0,9	2,1

Анализ проведенных расчётов коэффициентов эффективности пористых структур k_Q , k_N и k_F показывает общую тенденцию их поведения при изменении расчётных параметров модели. Значения указанных коэффициентов имеют обратно пропорциональную зависимость от диаметра канала d , температурного напора t_w-t_0 и длины сравниваемого гладкостенного канала ζ_{sm} . Значения этих же коэффициентов имеют прямо пропорциональную зависимость от пористости θ и числа Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале Re_{sm} . Графики изменения коэффициентов k_Q и k_N в зависимости от диаметра канала, температуры стенки канала, длины и числа Рейнольдса сравниваемого гладкостенного канала, а также в зависимости от величины относительного нагрева жидкости k представлены на рисунках 4, 5, 6, 7. На этих графиках сплошной линией и цифрой 1 обозначена зависимость для коэффициента k_N , а пунктирной линией и цифрой 2 обозначена зависимость для коэффициента k_Q . Зависимость коэффициента k_F от температуры стенки канала представлена на рис. 8. Исходными параметрами для расчёта указанных зависимостей были следующие точки: пористость $\theta = 0,9$; число Рейнольдса гладкого канала $Re_{sm}=2000$; относительная длина гладкостенного канала $\zeta_{sm} = x/d = 20$; диаметр канала $d = 5$ мм; температура стенки $T_w=25$ °С; температура жидкости на входе в канал $T_0 = 20$ °С; относительный нагрев жидкости $k = 0,75$.

Обращает на себя внимание существенный рост коэффициентов эффективности с уменьшением диаметра канала (см.рис. 4)

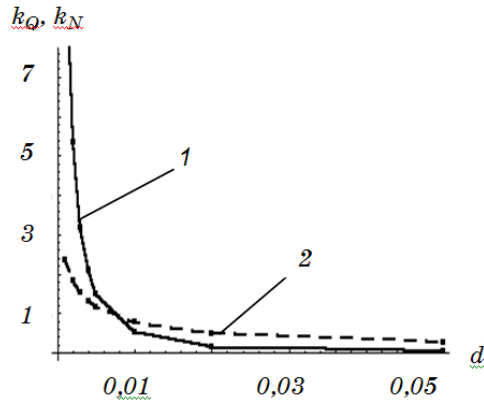


Рис. 4

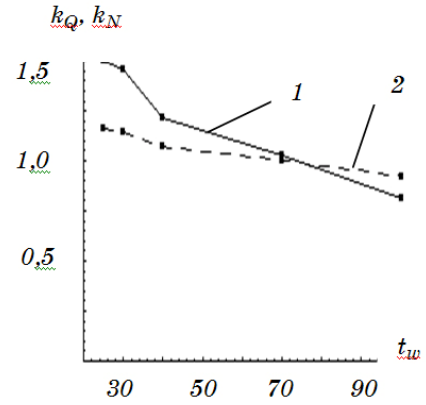


Рис. 5

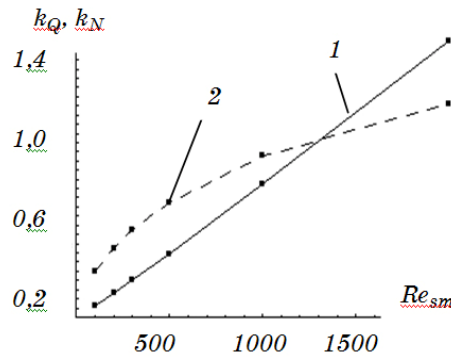


Рис. 6

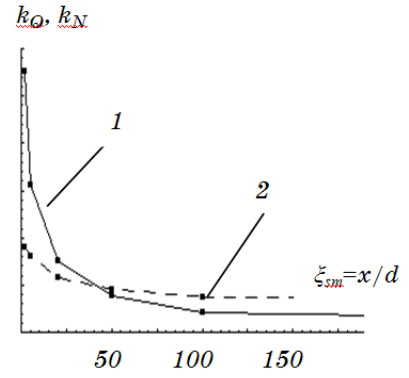


Рис. 7

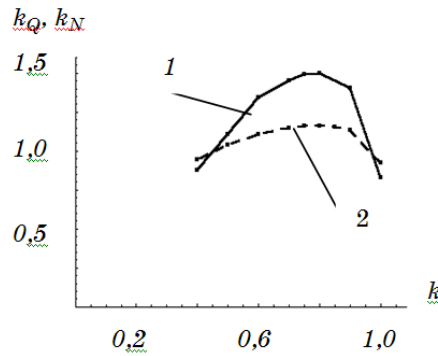


Рис. 8

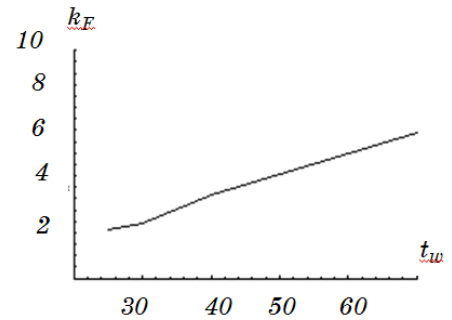


Рис. 9

Выводы. В работе исследовано влияние режимных и конструктивных параметров на эффективность пористых каналов кругового сечения. Установлены области параметров пористых теплообменников, где выигрыш в теплопередаче перекрывает потери на гидравлическое сопротивление. Показано, что при расчёте эффективности пористых высокотеплопроводных каналов необходимо модифицировать методику Гухмана А.А. сравнения конвективных теплообменных поверхностей путём введения дополнительного условия сравнения коротких пористых и длинных гладкостенных каналов. При этом длина пористых каналов должна находиться из условия равенства средней

безразмерной температуры жидкости на выходе из канала заданной величине $k = 0,8$.

Наибольшие значения коэффициентов эффективности k_Q и k_N достигаются при больших значениях пористости ($\theta = 0,8 - 0,9$) и высоких значениях чисел Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале ($Re_{sm} = 1000 - 2000$).

В этом случае пористый канал передаёт на 16% больше теплоты, чем гладкостенный канал при одинаковой мощности, затрачиваемой на прокачку теплоносителя. При одинаковых количествах тепла, передаваемого пористым и гладкостенным каналами, мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя в пористом канале, будет в 1,5 раза меньше, чем в гладкостенном канале. В обоих указанных случаях длина пористого канала будет в 5 раз короче длины гладкостенного канала. Выявленный в ходе расчётов рост коэффициентов эффективности с ростом числа Рейнольдса можно объяснить наибольшей интенсификацией теплообмена в пористом канале при числах Рейнольдса $Re_p = 100 - 300$, что соответствует, согласно уравнению (2), числам Рейнольдса в канале с гладкой стенкой порядка $Re_{sm} = 1000 - 2000$.

1. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах / Б. С. Петухов. – М. : Энергия, 1967. – 411 с.
2. 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.
3. Гухман А. А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей / А. А. Гухман // Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С. 5 – 8.
4. 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.
5. Косторнов А. Г. Проницаемые металлические волокновые материалы / А. Г. Косторнов. – К. : Техніка, 1983. – 128 с.

Институт геотехнической
механики НАН Украины,
Днепропетровск

Получено 21.12.09,
в окончательном варианте 03.02.10