– данные лабораторных экспериментов по дезинтеграции полиминеральных сред динамическими нагрузками (высокоскоростной удар) могут быть использованы для установления характера их разрушения на контакте «ВВ-горная порода», а также могут быть положены в основу рациональных способов расчета параметров взрывания пород различного генезиса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Селективное разрушение минералов / Под ред.чл.-кор. АН СССР В.И.Ревнивцева. – М.: Недра, 1988. – 286 с.

2. А.с. 1490573 СССР, МКИ^3 01 Р 21/00. Центробежная установка для ударных испытаний материалов / Э.И.Ефремов, В.И.Лисица, Н.И.Мячина и др. – Опубл. 30.06.89. – Бюл. № 24. – 3 с.

3. Лисица, В.И. Дробление дисперсной среды при свободном ударе / В.И.Лисица, Н.И.Мячина, В.В.Уваров // Повышение эффективности разрушения горных пород: Сб.науч.тр. ИГТМ АН УССР. – К.: Наук. думка, 1991. – С.100-103.

4. Выбор, обоснование и опытно-промышленная проверка способов эффективного и безопасного формирования скважинных зарядов многокомпонентных взрывчатых веществ в горных породах различной степени обводненности. Отчет от НИР (промежуточный). – НАН Украины, Институт геотехнической механики им. Н.С.Полякова, № ГР 0103U001624. – Рук. Ефремов Э.И. – Днепропетровск: 2005. – 64 с.

5. Кратковский, И.Л. Влияние метасоматоза на кливаж гранитоидов // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч.тр./Ин-т геотех. мех. НАН Украины. – Днепропетровск, 2004. – Вып. 47. – С.141-151 .

УДК 629.7.023.001.2(082)

В.Ф Присняков, акад. НАН Украины
А.П. Лукиша
(ИГТМ НАН Украины)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОРИСТЫХ КРУГЛЫХ КАНАЛОВ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ И ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ПЕРВОГО РОДА

Розглянуто питання знаходження інтегральних коефіцієнтів ефективності пористих круглих каналів, досліджена залежність цих коефіцієнтів від режимних і конструктивних параметрів пористих систем

DEFINITION OF EFFICIENCY OF ROUND POROUS CHANNELS AT A TURBULENT MOTION OF A FLUID COOLANT AND UNDER THE BOUNDARY CONDITIONS OF THE FIRST TYPE

The problem of a finding of integral effectiveness ratio of round porous channels is surveyed, the dependence of these coefficients from regime parameters and design data of porous systems is explored

Введение. Актуальной задачей настоящего времени является создание компактных, высокоэффективных теплообменников, применяемых в различного рода оборудовании. Примером подобного рода систем могут служить пористые теплопередающие элементы, изготовленные из металловойлока, металлопорошка, высокопористых ячеистых материалов или из сетчатых проницаемых материалов. Материалом пористой структуры из-за высокого коэффициента теплопроводности, как правило, выбирается медь, бронза, либо другой аналогичный материал.

Однако наряду с явным преимуществом пористых теплообменников – высокой эффективностью передачи тепла за счёт высокой теплопроводности материала пористой вставки, существует так же 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. Целью данной работы является численный расчёт коэффициентов эффективности пористых круглых каналов в широком диапазоне режимных и конструктивных параметров применительно к однофазным жидкостным потокам при турбулентном режиме движения охладителя в сравниваемых гладкостенных каналах и нагреву при граничных условиях первого рода.

Постановка задачи. Расчёт эффективности пористых теплообменников проводился по методике Гухмана А.А. [1]. По данной методике сравниваются три параметра – количество передаваемого тепла 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 - $k_Q=Q_p/Q_{sm}$ - тепловой; $k_N=N_p/N_{sm}$ – гидравлический и $k_F=F_p/F_{sm}$ – геометрический. Поскольку в качестве сравниваемой поверхности бралась гладкостенная труба, то индексы у трёх приведенных выше коэффициентов обозначают *p* – пористый и *sm* – гладкостенный цилиндрический канал. В случае если диаметры каналов одинаковы, то $k_F =(\xi_p/\xi_{sm})$, где $\xi=x/d$ – безразмерная длина канала, x – координата вдоль оси канала, d – диаметр канала.

Расчёт проводился для несжимаемой жидкости – воды для, турбулентных режимов движения охладителя в сравниваемых гладкостенных каналах и граничных условий первого рода. Количество передаваемого гладкостенным каналом тепла проводилось с использованием среднего по длине канала коэффициента теплоотдачи, рассчитанного по формуле Михеева [2].

Количество передаваемого пористым каналом тепла 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 получено Майоровым В.А. [3]. При расчёте гидравлического сопротивления в гладкостенных каналах использовались соотношения Блазиуса и Никурадзе, а в пористых каналах использовалось модифицированное уравнение Дарси. При этом результирующая система уравнений для расчёта коэффициентов k_Q; k_N и k_F записывается следующим образом:

$$\frac{\mu c_p}{4d} \bullet \mathrm{Rep} \bullet [1-4 \bullet \sum_{i=1}^{\infty}\frac{1}{\mu_n^2}\exp(-4\mu_n^2 \bullet \xi_p/\mathrm{Pe}_p(1+4\mu_n^2/\gamma^2))] \bullet (T_w - T_0) =$$
$$= \alpha_i \bullet \xi_o \bullet (T_w - \overline{T}_i) \qquad (1)$$

$$\mathrm{Re}_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \bullet \mathrm{Re}_p^2 - \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \bullet \mathrm{Re}_o^3 \bullet \frac{\xi_o}{\xi_p} = 0 \quad (2)$$

при $\gamma^2 \leq 10^3$, или

$$\frac{\mu c_p}{4d} \mathrm{Re}_p [1 - 4\sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \exp(-B'_n \xi_p)] = \alpha_i \bullet \xi_o \bullet (T_w - \overline{T}_i), \quad (3)$$

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

$$\mathrm{Re}_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \bullet \mathrm{Re}_p^2 - \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \bullet \mathrm{Re}_o^3 \bullet \frac{\xi_o}{\xi_p} = 0 \quad (4)$$

при $\gamma^2 > 10^3$

Здесь $\gamma^2 = (h_v \cdot d^2)/\lambda_p$ – параметр, характеризующий интенсивность внутрипорового теплообмена; h_v–коэффициент интенсивности объёмного внутрипорового теплообмена, λ_p – коэффициент теплопроводности пористого материала; α_i и $\overline{T}_i$ - 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 режиме движения охладителя.

В уравнениях (1) и (3) приняты следующие обозначения Re_p и Re_{sm}- число Рейнольдса в пористом и гладкостенном каналах; $\mathrm{Pe}_p = \mathrm{Re}_p \cdot \mathrm{Pr}_p = (G \cdot d \cdot c_p)/\lambda_p$ – критерий Пекле пористого канала; Pr_p–критерий Прандтля 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...,(μ_1=2,4048)), I_0-функция Бесселя первого рода нулевого порядка. При этом выражение в квадратных скобках левой части уравнений (1) и (3) представляет собой относительную величину перегрева средней температуры жидкости относительно температуры на входе в пористый канал:

$$1 - \overline{\vartheta} = (\bar{t} - t_0)/(t_w - t_0) \quad (5)$$

Здесь $\bar{t}$ средняя температура жидкости на выходе из пористого канала; 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.

Критерий Нуссельта в этом уравнении рассчитывается по формуле $\mathrm{Nu} = (h_v \cdot (\beta/\alpha)^2)/\lambda_l$, а критерий Рейнольдса вычисляется по соотношению

$Re=(G\cdot(\beta/\alpha))/\mu$, где λ_l – теплопроводность теплоносителя, μ – коэффициент динамической вязкости.

Полученная система уравнений является системой нелинейных алгебраических уравнений с переменными коэффициентами. 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 полученная система уравнений (1)-(2) или (3)-(4) имеет наилучшее решение – наибольшую величину коэффициентов k_Q; k_N и k_F.

Решение. Выполненные расчёты коэффициентов эффективности проводились для металловойлока, изготовленного из волокон меди диаметром 200 мкм, для следующих расчётных параметров: пористость: θ = 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; число Рейнольдса гладкого канала: $Re_{sm}=1\bullet10^4$; $2\bullet10^4$; $5\bullet10^4$; $1\bullet10^5$; $1\bullet10^6$; 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 Tw=25; 30; 40; 70; 100 ^{0}C; температура жидкости на входе в канал T_0 = 20 ^{0}C.

При расчёте коэффициента теплопроводности пористого материала λ_p использовалась зависимость, полученная в [4] и дающая согласно [5] хорошее согласование с экспериментальными данными. Расчёт коэффициента интенсивности объёмного внутрипорового теплообмена h_v проводился с помощью критериального уравнения [3], полученного экспериментально для пористого материала, изготовленного из волокон:

$$Nu = 0{,}007Re^{1,2} \tag{6}$$

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

$$\alpha = 2{,}57\cdot10^{\mathbf{8}}\cdot\theta^{\mathbf{-3,91}} \tag{7}$$

$$\beta = 0{,}91\cdot10^{\mathbf{3}}\cdot\theta^{\mathbf{-5,33}} \tag{8}$$

При расчёте коэффициента теплоотдачи по формуле Михеева (9) за определяющую бралась средняя температура жидкости в канале, которая получалась путём последовательных приближений по данной формуле.

$$\overline{Nu}_{ж} = 0{,}021\bullet Re_{ж}^{0,8}\bullet Pr_{ж}^{0,43}\bullet(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c})^{0,25}\bullet\varepsilon_l \tag{9}$$

В начале, в качестве 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 (9) и количество передаваемого гладкостенным каналом тепла по соотношению

$$Q_{\alpha} = \alpha \bullet (Tw - \bar{t}_1) \bullet F, \tag{10}$$

где F – площадь боковой поверхности канала.

После этого соотношение (10) приравнивалось к количеству тепла, рассчитанному по формуле

$$Q_{\bar{t}} = \dot{m} \bullet Cp \bullet (\bar{t}_{вых} - T_0) \tag{11}$$

и находилась величина $\bar{t}_{вых}$.

Далее рассчитывалась средняя температура жидкости в канале по соотношению $\bar{t}_2 = (T_0 + \bar{t}_{вых})/2$ и расчёт повторялся опять до тех пор, пока последовательные приближения величины средней температуры 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^{0}С. В формуле (10) величина ε_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы.

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

$$\xi'_{ot} = 0{,}3164 \bullet Re_d^{-1/4}, \tag{12}$$

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

$$\xi'_{ot} = 0{,}0032 + 0{,}0221 \bullet Re_d^{-0{,}237} \tag{13}$$

при $10^5 \le Red \le 10^6$.

Расчёты были проведены для поля параметров, составляющего 9800 точек.

<u>Коэффициент k_Q</u>. При расчёте коэффициента k_Q, используя условие N_p=N_{sm}, получаем и решаем кубическое уравнение Кардано (2) или (4) при ξ_p=ξ_{sm} относительно Re_p. Далее подставляем найденное значение Re_p и известное значение ξ_p=ξ_{sm} в уравнение (1) или (3) и находим коэффициент k_Q, как отношение левой части уравнения к правой части. При этом при подстановке значений α_i и $\overline{T}_i$ в данные уравнений используем метод итераций, как было указано выше.

Фрагмент расчётных данных по коэффициенту k_Q для значений расчётных параметров t_w=25^{0}С; d=0,005м; ξ_{sm}=x/d=20 представлен в таблице 1.

Таблица 1 - Расчёт теплового коэффициента эффективности k_Q

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}				
	10000	20000	50000	100000	1000000
0,7	0,788	0,916	0,956	0,884	0,504
0,8	0,983	1,065	0,975	0,857	0,452
0,9	1,046	0,988	0,823	0,687	0,347

Коэффициент k_N . При расчёте этого коэффициента учитывая, что k_F =1, т.е. ξ_p=ξ_{sm}, решаем нелинейное алгебраическое уравнение (1) относительно величины Re_p путём численного перебора этой величины от 0 до Re_{sm}. После нахождения значения Re_p, при котором выполняется условие Q_p=Q_{sm} и подстановки этого значения в уравнение (2) , легко находится коэффициент k_N=N_{sm}/N_p:

$$k_N = \frac{2d\beta \bullet (Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} Re_p^2)}{\xi'_{ot} \bullet Re_{sm}^3} \tag{14}$$

Фрагмент расчётных данных коэффициента k_N, для тех же значений расчётных параметров, что и при расчёте коэффициента k_Q, представлен в таблице 2.

Таблица 2 - Расчёт гидравлического коэффициента эффективности k_N

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}				
	10000	20000	50000	100000	1000000
0,7	0,541	0,794	0,876	0,594	0,020
0,8	0,979	1,283	0,934	0,448	0,010
0,9	1,210	0,990	0,359	0,127	0,004

Коэффициент k_F. При расчёте коэффициента k_F вначале следует из уравнений (2) и (7) выразить величины ξ_p и γ^2, как функцию Re_p:

$$\xi_p = \frac{\xi'_{ot}}{2d\beta} \bullet Re_{sm}^3 \bullet \xi_{sm} \bullet \left(\frac{1}{Re_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta} \bullet Re_p^2}\right), \tag{15}$$

$$\gamma^2 = 0{,}07 \bullet Re_p^{1,2} \bullet \left(\frac{\lambda_l}{\lambda_p}\right) \bullet \left(\frac{d}{\beta\alpha}\right)^{0,8} \tag{16}$$

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

$$k_F = \frac{\xi_{sm}}{\xi_p} = \frac{2d\beta \cdot (\mathrm{Re}_p^3 + \frac{\alpha d}{\beta}\mathrm{Re}_p^2)}{\xi_{ot}^{'} \cdot \mathrm{Re}_{sm}^3}. \quad (17)$$

Данные расчёта величины k_F для того же сочетания расчётных параметров, что и при вычислении коэффициентов k_Q и k_N ,представлены в таблице 3.

Таблица 3 - Расчёт геометрического коэффициента эффективности k_F

Пористость, θ	Число Рейнольдса в гладкостенном канале Re_{sm}				
	10000	20000	50000	100000	1000000
0,7	0,0	1,993	0,0	0,0	0,0
0,8	3,569	2,280	0,902	0,0	0,0
0,9	1,739	0,986	0,0	0,0	0,0

Анализ проведенных расчётов коэффициентов эффективности пористых структур k_Q; k_N и k_F показывает общую тенденцию их поведения в области турбулентных скоростей движения охладителя в сравниваемых гладкостенных каналах при изменении расчётных параметров модели. Значения указанных коэффициентов изменяются обратно пропорционально изменению диаметра канала d, температурного напора t_w-t_0, длины сравниваемого гладкостенного канала ξ_{sm}, числу Рейнольдса в сравниваемом гладкостенном канале Re_{sm}, а так же прямо пропорционально и пористости канала θ.

Выводы. Проведенный анализ показал наличие незначительных положительных значений энергетических и габаритного коэффициентов эффективности пористых каналов в области турбулентных скоростей движения охладителя в сравниваемых гладкостенных каналах. По результатам проведенных расчетов можно сделать вывод о существенном росте коэффициентов эффективности с уменьшением диаметра канала. Результаты данной работы свидетельствуют о необходимости дальнейшего проведения исследований с целью выявления областей параметров пористых структур, в которых имеет место энергетическая эффективность пористых каналов по сравнению с традиционными каналами с гладкой стенкой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гухман А.А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей // Теплоэнергетика. – 1977. - № 4. - С. 5 – 8.

2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1973. – 319 с.

3. Поляев В.М., Майоров В.А., Васильев Л.Л. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1988. – 168 с.

4. Singh B.S., Dybbs A., Lyman F.A. Experimental study of the effective thermal conductivity of liquid saturated sintered fiber metal wicks. // Int. J. Heat and Mass Transfer. – 1973. – Vol. 16. - P. 145–155.

5. Косторнов А.Г. Проницаемые металлические волокновые материалы. – К.: Техніка, 1983. – 128 с.