

# Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

В. С. Михайлов, А. М. Крапивин, П. И. Быстров, Г. И. Покандюк, Экспериментальное исследование гидродинамики турбулентного потока в тепловых трубах, *ТВТ*, 1975, том 13, выпуск 2, 379–385

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 18.97.14.86

19 февраля 2025 г., 02:28:04



УДК 532.542.4

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ  
ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА В ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ**

*В. С. Михайлов, А. М. Крапивин, П. И. Быстров,  
Г. И. Покандюк*

Изложены результаты экспериментального исследования гидродинамики парового канала энергонапряженных тепловых труб. Даны расчетные формулы для определения коэффициента трения и перепада давления по длине участков испарения и конденсации.

Течение пара в тепловой трубе характеризуется подводом массы в испарительной области и отводом массы в зоне конденсации. Поэтому гидродинамика потока пара в тепловой трубе в значительной степени аналогична гидродинамике потока жидкости переменной массы с равномерным вдувом (зона испарения) и раздачей (зона конденсации) через пористую стенку [1].

Экспериментальные данные по сопротивлению трения при турбулентном течении с равномерным вдувом через пористую стенку, полученные различными авторами [2—4], хорошо согласуются между собой и дают результаты, близкие к теоретическим решениям для ламинарного потока [1]. В то же время для случая раздачи потока через пористую стенку экспериментальные данные малочисленны, а расчетные зависимости для коэффициента сопротивления трения  $\xi$  [1, 3, 4] не согласуются между собой. Необходимы дальнейшие экспериментальные исследования для определения величины и характера изменения коэффициента сопротивления трения на участке конденсации тепловых труб.

Изучение гидродинамики в пористых трубах с отсосом проводилось на воздушном стенде, схема которого приведена на рис. 1. Стенд состоит из пористой трубы, ротационной воздуходувки, ресивера для сглаживания

*Основные конструктивные размеры исследованных моделей*

| № модели | Пористость $\epsilon_f$ | Диаметр трубы $D$ , мм | Толщина стенки трубы $\delta$ , мм | Диаметр отверстий — пор $d$ , мм | Расположение отверстий — пор на стенке | Длина рабочего участка трубы $L$ , мм | Относительная длина $L/D$ | Относительное сечение пор $f = 4\epsilon_f \text{отв} / \pi D^2$ |
|----------|-------------------------|------------------------|------------------------------------|----------------------------------|--|---------------------------------------|---------------------------|--|
| 1        |                         |                        |                                    |                                  |  | 1000                                  | 72,2                      | 33,3   |
| 2        |                         |                        |                                    |                                  |  | 900                                   | 65,0                      | 30,0   |
| 3        |                         |                        |                                    |                                  |  | 800                                   | 57,7                      | 27,2   |
| 4        |                         |                        |                                    |                                  |  | 700                                   | 50,6                      | 23,4   |
| 5        | 0,1156                  | 13,85                  | 1                                  | 1                                | Коридорное                             | 600                                   | 43,3                      | 20,0   |
| 6        |                         |                        |                                    |                                  |  | 500                                   | 36,1                      | 16,7   |
| 7        |                         |                        |                                    |                                  |  | 400                                   | 28,9                      | 13,4   |
| 8        |                         |                        |                                    |                                  |  | 300                                   | 21,7                      | 10,0   |
| 9        |                         |                        |                                    |                                  |  | 200                                   | 14,45                     | 6,65   |
| 1        |                         |                        |                                    |                                  |  | 800                                   | 57,7                      | 115,4  |
| 2        |                         |                        |                                    |                                  |  | 700                                   | 50,6                      | 101,2  |
| 3        |                         |                        |                                    |                                  |  | 600                                   | 43,3                      | 86,6   |
| 4        | 0,5                     | 13,85                  | 0,25                               | 0,8                              | Шахматное                              | 500                                   | 36,1                      | 72,2   |
| 5        |                         |                        |                                    |                                  |  | 350                                   | 25,3                      | 59,6   |

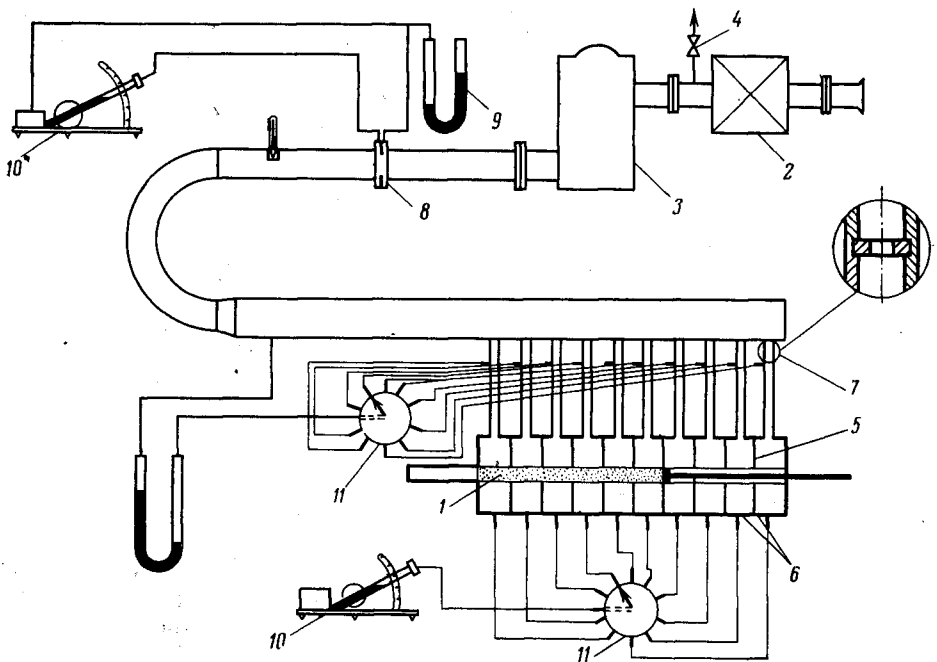


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:

1 — пористая труба; 2 — воздуходувка; 3 — ресивер; 4 — вентиль; 5 — диск; 6 — коллектор; 7 — дроссельная шайба; 8 — измерительная диафрагма; 9 — дифманометр; 10 — микроманометр; 11 — кран-переклю­чател

пульсации давления, системы трубопроводов и измерительной аппаратуры. В опытах исследовались две круглые латунные трубы диаметром  $D=13,85$  мм с поверхностной пористостью  $\varepsilon_s=0,1156$  и  $0,5$ . Участок стабилизации в обеих трубах составлял  $300$  мм ( $\sim 21D$ ). Изменение длины рабочего участка производилось поршнем, вставленным с глухого торца. Геометрические размеры исследованных моделей представлены в таблице.

При проведении опытов наибольшие затруднения возникают в обеспечении равномерной раздачи потока через пористую стенку, что является необходимым условием моделирования зоны конденсации тепловой трубы. Это связано с тем, что гидравлическое сопротивление тонкой стенки трубы с большой пористостью во много раз меньше перепада давления на пористом участке. В результате появляется большая неравномерность раздачи потока через стенку [5]. В данных опытах для обеспечения равномерного отсоса пористый канал секционировался тонкими латунными дисками на отдельные участки длиной  $50$  мм, а сопротивление каждого ответвления увеличивалось с помощью дроссельных шайб диаметром  $2$  мм, установленных на отводящих патрубках. Размеры шайб были выбраны так, чтобы перепад давления на шайбе составлял  $25-30$  скоростных напоров на входе в пористый участок. В результате достигнута практически равномерная раздача потока, а отклонение расхода в ответвлениях от среднего значения не превышало  $\pm 2,5\%$ .

Испытание каждой модели производилось при постоянной по длине трубы радиальной скорости на стенке  $v_{cr}$  в диапазоне изменения радиального числа Рейнольдса  $Re_{\perp}=v_{cr}D/\nu$  от  $125$  до  $170$ .

Коэффициент сопротивления трения пористой трубы находился из уравнения

$$\xi=16K_{\perp}-\left(dp/\frac{\bar{u}^2}{2}\rho\frac{L}{D}dx\right), \quad (1)$$

где  $K_{\perp}=v_{cr}/\bar{u}$  — коэффициент, учитывающий интенсивность оттока.

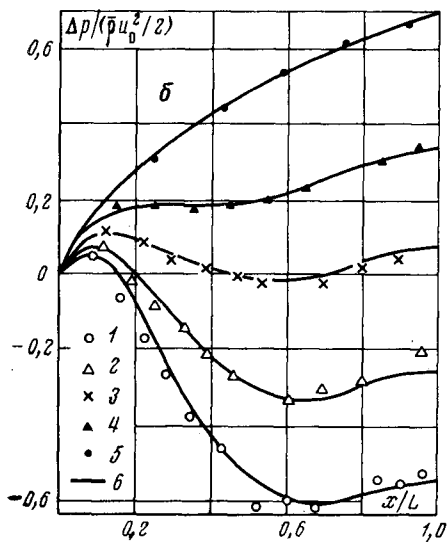
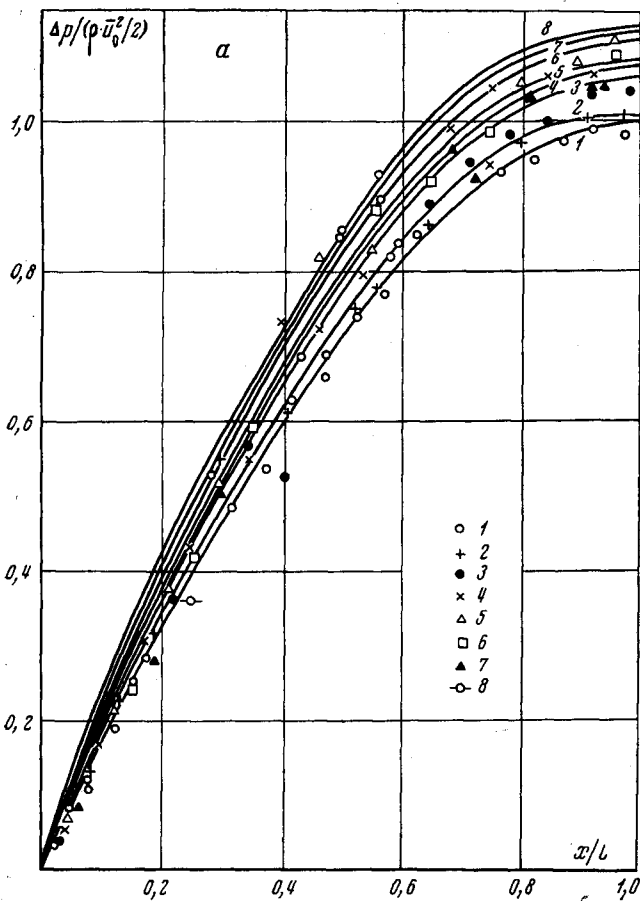


Рис. 2. Зависимость относительного перепада давления от  $x/L$  и  $L/D$  при  $Re_1=170$ .

а:  $\epsilon f=0,1156$ ; 1 —  $L/D=72,2$ ; 2 — 64,98; 3 — 57,76; 4 — 50,54; 5 — 43,32; 6 — 36,1; 7 — 28,88; 8 — 21,66; кривые — по формуле (6); б:  $\epsilon f=0,5$ , 1 —  $L/D=57,7$ ; 2 — 50,6; 3 — 43,3; 4 — 36,1; 5 — 25,3; 6 — по формуле (10)

Зависимость (1) получена из уравнения движения с переменным расходом вдоль пути [6]; было принято, что проекция скорости оттекающих масс  $\theta=0$ , а коэффициент потока импульса  $\beta=1$  [5].

В случае глухой трубы и  $v_{ст}=\text{const}$

$$K_{\perp}=[4L/D(1-X)]^{-1}, \quad (2)$$

$$v_{ст}=G_0/\pi DL\rho=\bar{u}_0/(4\cdot L/D); \quad \bar{u}=\bar{u}_0(1-X). \quad (3)$$

В приведенных уравнениях  $G_0$ ,  $\bar{u}_0$  — массовый расход и среднемассовая скорость на входе в пористую трубу;  $X=x/L$  — относительная продольная координата;  $\bar{u}=f(X)$  — среднемассовая скорость в произвольном сечении трубы.

Местные безразмерные градиенты давления вычислялись по опытным значениям перепада давления  $\Delta p=p-p_0$  на участках трубы; зависимость  $\Delta p(X)$  представлена полиномами третьей степени для  $\epsilon_f=0,1156$  и полиномами пятой степени для  $\epsilon_f=0,5$  с приближением по методу наименьших квадратов.

Типичные графики изменения относительного перепада давления вдоль канала при равномерном оттоке через пористую стенку при  $Re_{\perp}=170$  представлены на рис. 2. Видно, что закон изменения давления для труб с пористостью  $\epsilon_f=0,1156$  (рис. 2, а) и  $\epsilon_f=0,5$  (рис. 2, б) имеет различный характер. При  $\epsilon_f=0,1156$  восстановление напора везде превалирует над сопротивлением, и функция  $\Delta p/(\rho\cdot\bar{u}_0^2/2)=f(X)$  монотонно возрастает. С увеличением пористости до 50% гидравлическое сопротивление пористого канала резко увеличивается. При  $L/D>45$  потери начинают превышать восстановление напора за счет оттока, и давление на пористом участке становится меньше давления на входе. При этом в зависимости от относительной длины канала  $L/D$  кривая  $\Delta p/(\rho\cdot\bar{u}_0^2/2)=f(X)$  может иметь экстремумы. В этих точках  $dp/dX=0$ , а следовательно, на основании (1)  $\xi=16K_{\perp}$ . Как показали опыты, изменение гидравлической нагрузки (числа  $Re_0$ ) практически не сказывается на характере изменения давления вдоль канала.

Результаты обработки опытных данных по коэффициенту сопротивления трения при равномерном оттоке представлены на рис. 3, а ( $\epsilon_f=0,1156$ ) и 3, б ( $\epsilon_f=0,5$ ) в виде зависимости  $\xi=f(K_{\perp})$ . Рисунки показывают существенное влияние пористости трубы на характер изменения коэффициента сопротивления трения. Для  $\epsilon_f=0,1156$  значения  $\xi$  автомодельны по отношению к длине канала  $L/D$  и зависят лишь от интенсивности оттока  $K_{\perp}$  и коэффициента сопротивления на входе в пористый канал  $\xi_0$ . В этом случае коэффициент сопротивления трения удовлетворительно описывается зависимостью вида

$$\xi=\xi_0+15,6K_{\perp}^{1,27}. \quad (4)$$

Эта степенная зависимость предложена в работе [4] для коротких труб ( $L/D\approx 20$ ) с пористостью  $\epsilon_f=0,008\div 0,16$ .

На рис. 4 приведена зависимость  $\xi_0=f(\epsilon_f)$ , построенная по данным [4] и нашим опытам. Из приведенного рисунка видно, что при небольших пористостях  $\epsilon_f\leq 0,15\div 0,2$  коэффициент сопротивления трения  $\xi_0$  мало отличается от коэффициента сопротивления трения для гидравлически гладких труб.

Пористые трубы с  $\epsilon_f\leq 0,15\div 0,20$  можно условно считать гидравлически гладкими и при расчетах независимо от пористости и относительной длины использовать выражение

$$\xi=\xi_0+15,6K_{\perp}^{1,27}, \quad (5)$$

где  $\xi_0=0,3164/Re^{0,25}$  (формула Блазиуса).

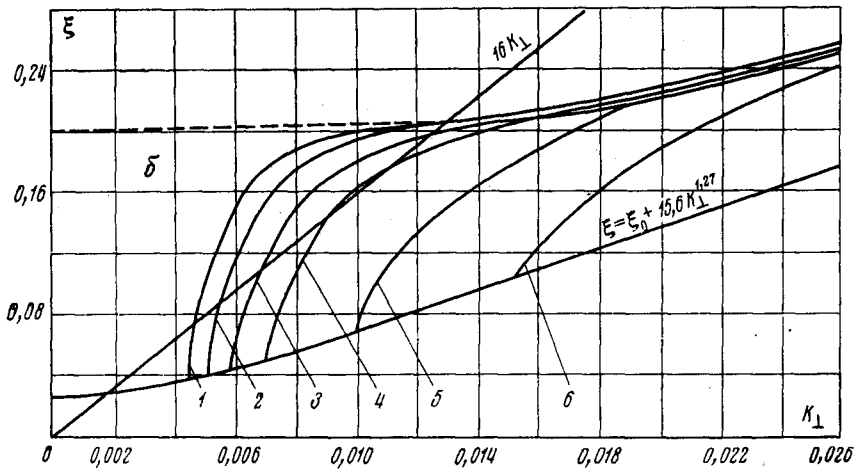
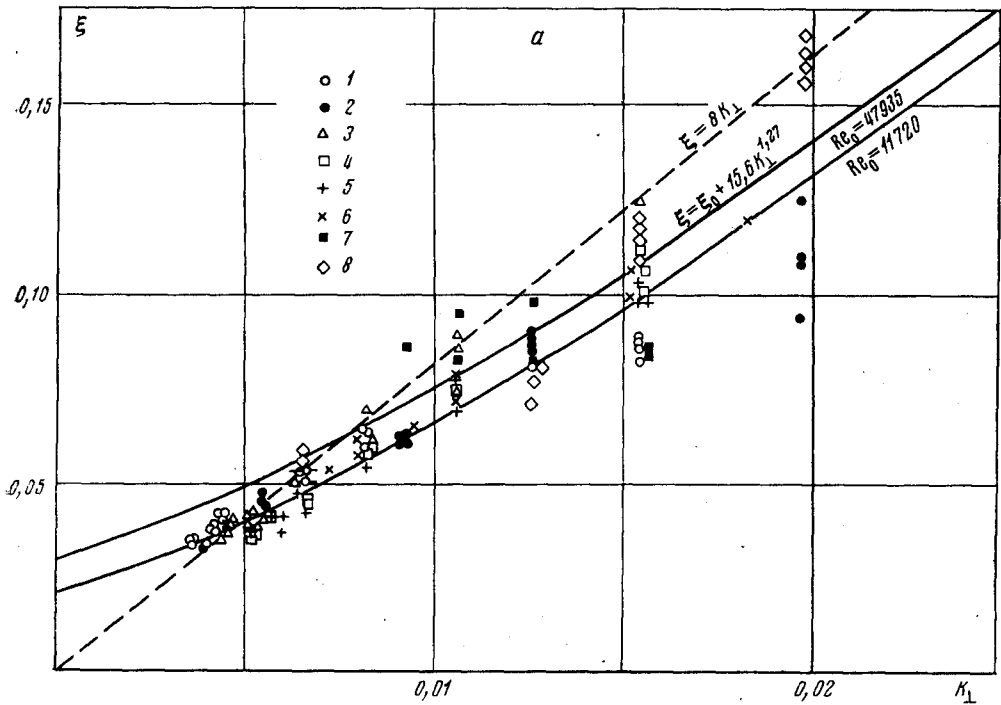


Рис. 3. Зависимость коэффициента сопротивления трения от  $K_{\perp}$  и  $L/D$ .

а:  $\epsilon_f=0,1156$ , 1 —  $L/D=72,2$ ; 2 — 64,98; 3 — 57,76; 4 — 50,54; 5 — 43,32; 6 — 36,1; 7 — 28,88; 8 — 21,66; б:  $\epsilon_f=0,5$ , 1 —  $L/D=57,7$ ,  $m=2,4 \cdot 10^{-3}$ ; 2 — 50,6,  $2,51 \cdot 10^{-3}$ ; 3 — 43,7,  $2,67 \cdot 10^{-3}$ ; 4 — 36,1,  $3,0 \cdot 10^{-3}$ ; 5 — 25,3,  $3,42 \cdot 10^{-3}$ ; 6 — 16,4,  $4,14 \cdot 10^{-3}$

Интегрирование уравнения (1) с учетом (5) и (3) позволяет получить формулу для определения перепада давления вдоль пористой трубы с равномерной раздачей через стенку для  $\epsilon_f \leq 0,15 \div 0,2$

$$\frac{\Delta p}{\rho \bar{u}_0^2 / 2} = 2[1 - (1-X)^2] - 1,545(L/D)^{-0,27}[1 - (1-X)^{1,73}] - \frac{\xi_0}{3} \frac{L}{D}[1 - (1-X)^3]. \quad (6)$$

На рис. 2, а приведено сопоставление формулы (6) с опытными данными. Совпадение опытных точек и расчетных кривых можно признать вполне удовлетворительным.

На рис. 3 видно, что увеличение пористости до 50% привело к резкому изменению величины и характера изменения коэффициента трения  $\xi = f(K_{\perp})$  в зависимости от относительной длины пористого канала  $L/D$ . Автомодельность по  $L/D$  наступает лишь при больших значениях  $K_{\perp}$  тем раньше, чем меньше величина интенсивности оттока в начале пористого канала  $K_{\perp 0} = D/4L$ . Для автомодельной области можно также подобрать степенную функцию вида (4). В этом случае величину коэффициента сопротивления на входе в пористый канал можно принять  $\xi_e \approx 0,2$ .

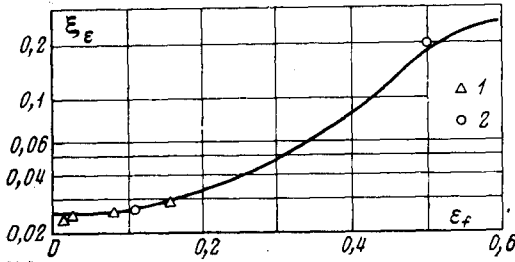


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления на входе в трубу от пористости стенки. Кривая — по формуле (7); 1, 2 — опытные данные

По имеющимся пока очень малочисленным данным на рис. 4 построена зависимость  $\xi_e = f(\epsilon_f)$ , которую можно аппроксимировать следующим выражением:

$$\lg \xi_e = \lg \xi_0 \exp(-6,63 \epsilon_f^3). \quad (7)$$

Из рис. 4 видно, что при  $\epsilon_f > 0,2$  коэффициент сопротивления  $\xi_e$  резко увеличивается по сравнению с  $\xi_0$ . Поэтому такие трубы можно условно рассматривать как шероховатые. Из рис. 3, б следует, что переход от зависимости, характерной для гидравлически гладких пористых труб (начало пористого канала), к зависимости, характерной для шероховатых труб, происходит на определенной длине канала, зависящей от начальной интенсивности оттока  $K_{\perp 0}$ . Переходная область составляет  $2/3$  и более от общей длины пористого участка. При этом область автомодельного по  $L/D$  течения сравнительно невелика. Применение для расчета  $\xi$  степенной зависимости вида (4) с учетом (7), очевидно, будет давать большое расхождение с опытом. Для точного описания характера изменения давления вдоль пористой трубы целесообразно получить зависимость, характеризующую поведение  $\xi$  от начала пористого участка и до глухого торца.

В результате обработки опытных данных для их описания была подобрана функция вида

$$\xi = \xi_0 + 15,6 K_{\perp}^{1,27} + (m/K_{\perp}) - (n/K_{\perp}^2). \quad (8)$$

Для этой функции характерно, что при  $K_{\perp} \rightarrow \infty$  она стремится к зависимости  $\xi_0 + 15,6 K_{\perp}^{1,27}$ , причем имеет одну точку пересечения с асимптотой при  $K_{\perp 0} = n/m$ . Следовательно, уравнение (8) можно привести к виду

$$\xi = \xi_0 + 15,6 K_{\perp}^{1,27} + \frac{m}{K_{\perp}} \left(1 - \frac{m K_{\perp 0}}{K_{\perp}}\right). \quad (9)$$

Таким образом, задача сводится к определению лишь одного эмпирического коэффициента  $m$ . При этом зависимость (5) является частным случаем (9), если принять  $m=0$ . Это имеет важное значение для получения решений при  $\epsilon_f$ , отличных от 0,5.

Интегрирование уравнения (1) с учетом (9) и (3) позволяет получить формулу для определения характера изменения давления на пористом участке при  $\epsilon_f > 0,2$

$$\begin{aligned} \Delta p / (\rho \bar{u}_0^2 / 2) = & 2[1 - (1-X)^2] - 1,545 (L/D)^{-0,27} \times \\ & \times [1 - (1-X)^{1,73}] - (\xi_0/3) (L/D) [1 - (1-X)^3] - \\ & - m (L/D)^2 [1 - (1-X)^4] + 0,8m (L/D)^2 [1 - (1-X)^5]. \end{aligned} \quad (10)$$

Сопоставление результатов расчета по формуле (10) с опытными данными приведено на рис. 2, б. Как видно из рисунка, уравнение (10) хорошо описывает изменение давления вдоль пористого канала.

Обработка опытных данных показала, что коэффициент  $m$ , входящий в уравнения (9), (10) — функция лишь интенсивности оттока в начале пористого участка  $K_{\perp 0}$ . Зависимость  $m$  от  $K_{\perp 0}$  для  $\epsilon_j=0,5$  приведена на рис. 5 и может быть аппроксимирована выражением

$$m=0,0256K_{\perp 0}^{0,435}. \quad (11)$$

Гидравлическая нагрузка не сказывается на величине коэффициента  $m$ . Величина перепада давления вдоль канала изменяется незначительно и зависит только от коэффициента сопротивления трения  $\xi$ .

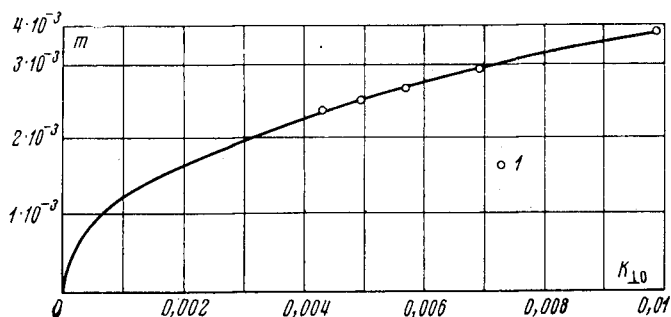


Рис. 5. Зависимость коэффициента  $m$  от  $K_{\perp 0}$ .

Кривая — по формуле (11); 1 — данные авторов

Для расчета  $\xi$  в интервале  $0 \leq \epsilon_j \leq 0,5$  можно рекомендовать следующую приближенную зависимость:

$$m = [(\xi_e - \xi_0) / (0,2 - \xi_0)] 0,0256 K_{\perp 0}^{0,435}, \quad (12)$$

где  $\xi_e$  определяется по формуле (7), а  $\xi_0$  — по формуле Блазиуса для гидравлически гладких труб.

Видно, что для пористостей  $0 \leq \epsilon_j \leq 0,2$ ,  $\xi_e \approx \xi_0$  и  $m \approx 0$ . В результате  $\xi$  описывается формулой (5). С увеличением пористости коэффициент  $m$  будет увеличиваться и потери будут возрастать.

Следует отметить, что зависимость  $\xi$  от различных факторов при  $\xi_j \geq 0,2$  носит достаточно сложный характер и для уточнения ее необходимо проведение дальнейших экспериментальных исследований.

Днепропетровский институт  
инженеров железнодорожного транспорта

Поступила в редакцию  
20 XI 1973

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Г. А. Карлсон, М. А. Хофман. Теплопередача, 94, № 3, 1972.
2. Р. М. Олсон, Э. Р. Эккерт. Прикладная механика, 88, № 1, 1966.
3. С. С. Кутателадзе, А. И. Леонтьев. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. «Энергия», 1972.
4. И. С. Коченов, О. Ю. Новосельский. Инж.-физ. ж., 16, № 3, 1969.
5. В. С. Михайлов и др. Теплофизика высоких температур, 10, № 6, 1972.
6. Г. А. Петров. Гидравика переменной массы. Изд. ХГУ, 1964.