



УДК 532. 517. 4: 66. 001
ГРНТИ.30.17.35

ТУРБУЛЕНТНАЯ МАССООТДАЧА (ТЕПЛОТДАЧА) В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ



*С.В. УЛЬШИН, кандидат технических наук, доцент
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»
(г. Воронеж)*

*И.А. КАЗЬМИН
ВУНЦ ВВС «ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»
(г. Воронеж)*

Получены формулы для расчета турбулентной массоотдачи (теплоотдачи) в кольцевых каналах, учитывающие перераспределение гидравлического сопротивления между стенками внутренней и наружной труб, образующих канал. Приведены результаты экспериментальной проверки расчетных зависимостей.

Ключевые слова: турбулентная массоотдача (теплоотдача); кольцевой канал; гидравлическое сопротивление.

THE TURBULENT MASS TRANSFER (HEAT TRANSFER) IN CONCENTRIC ANNULI TAKING

*S.V. ULSHIN, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)*

I.A. KASMIN

MESC AF «N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy» (Voronezh)

The calculation formulas of turbulent mass transfer (heat transfer) in concentric annuli taking into account the distribution of pressure-drop between inner and outer walls have been obtained. The good correspondence of experimental data and calculation results are shown.

Keywords: turbulent mass transfer (heat transfer); concentric annuli; hydrodynamical drag.

Введение. Теплообменные и массообменные аппараты, в которых рабочими поверхностями служат боковые стенки кольцевых каналов, широко представлены в теплообменных аппаратах транспортабельных кислородоазотдобывающих станций (ТКДС).

Основной целью настоящей работы являлось получение расчетных зависимостей для определения коэффициентов массоотдачи (теплоотдачи) на внутренней и внешней стенках кольцевого канала.

Для достижения цели работы использовались такие методы научного исследования как: анализ, синтез, логический подход.



В литературе отмечается консервативный характер турбулентных пульсаций в вязком подслое [1, 2], поэтому закон затухания коэффициента турбулентного переноса в непосредственной близости от стенки, установленный в трубах круглого сечения, использован в настоящей работе при описании турбулентной массоотдачи (теплоотдачи) в кольцевых каналах.

В кольцевом канале, как и в круглой трубе, касательное напряжение на стенках τ_0 (или динамическая скорость $u_0 = \sqrt{\tau_0/\rho}$, ρ - плотность жидкости) остается неизменным по всей длине канала. Поэтому имеет место формальное совпадение дифференциальных уравнений переноса вещества (тепла) в вязком подслое и граничных условий в каналах круглого и кольцевого сечений:

$$\frac{\partial C_+}{\partial \xi} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial}{\partial \eta} \left[(1 + \eta^4) \frac{\partial C_+}{\partial \eta} \right] \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} C_+ (\xi > 0, \eta = 0) &= 1, \\ C_+ (\xi, \eta \rightarrow \infty) &= 0, \\ C_+ (\xi = 0, \eta > 0) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Уравнение (1) относится к вязкому подслою, где безразмерная скорость $u_+ = u/u_0$ равна безразмерной поперечной координате $y_+ = y u_0 / \nu$, а коэффициент турбулентного переноса ε_T затухает с приближением к твердой стенке по закону

$$\varepsilon_m / \nu = 2,7 \cdot 10^{-4} y_+^4. \quad (3)$$

В (1) - (3) : $\xi = 2,1 \cdot 10^{-3} Sc^{-0,25} x_+$, $\eta = 0,128 \cdot Sc^{0,25} y_+$ - безразмерная продольная и поперечная координаты соответственно; $C_+ = \frac{C_{\text{вх}} - C}{C_{\text{вх}} - C_0}$ - безразмерная концентрация; C_0 и $C_{\text{вх}}$ - концентрация на стенке и однородная концентрация жидкости во входном сечении; $x_+ = \frac{x \cdot u_0}{\nu}$; $y_+ = y u_0 / \nu$; $u_0 = u_{\text{ср}} \sqrt{f/2}$ - динамическая скорость; $u_{\text{ср}}$ - средняя по сечению канала скорость; f - коэффициент гидравлического сопротивления; $Sc = \nu/D$, $Re = \frac{u_{\text{ср}} d_r}{\nu}$ - числа Шмидта и Рейнольдса; D - коэффициент молекулярной диффузии; ν - кинематическая вязкость; d_r - гидравлический диаметр канала.

Следствием сказанного выше является полное совпадение решения уравнения (1) с граничными условиями (2) для каналов обоих сечений, полученное в безразмерной форме

$$\left(\frac{\partial C_+}{\partial \eta} \right)_{\eta=0} = 0,90 \left[\text{cth} \left(1,17 \xi_L^{1/2} \right) \right]^{2/3} \quad (4)$$

(черта сверху означает осреднение по длине рабочей поверхности). Особенность рассматриваемой геометрии канала проявляется при переходе от (4) к обычной форме



$Sh=f(Re, Sc, L/d)$, содержащей коэффициент гидравлического сопротивления $f = \sqrt{\tau_0 / \frac{\rho u_{cp}}{2}}$, для вычисления которого в круглых трубах используют уравнение Блазиуса

$$f = \frac{0,079}{Re^{0,25}}. \quad (5)$$

Иначе обстоит дело в кольцевых каналах, где касательные напряжения на внутренней и наружной стенках различны. Распределение потерь давления между стенками и связь между касательными напряжениями на внутренней τ_v и наружной τ_n стенках можно получить на основе анализа баланса сил, действующих в канале, из которого следует, что

$$\tau_n = A\tau_v, \quad (6)$$

где геометрический симплекс A определяется соотношением

$$A = \frac{r_v(r_n^2 - r_1^2)}{r_n(r_1^2 - r_v^2)}. \quad (7)$$

В (7): r_n, r_v – радиус наружной и внутренней труб, образующих канал; r_1 – расстояние от оси канала до цилиндрической поверхности, где скорость максимальна ($\tau = 0$). Для ламинарного режима течения $r_{1лам.}$ определяется лишь размером труб, образующих канал

$$r_{1лам.} = \sqrt{\frac{r_n^2 - r_v^2}{2 \ln r_n / r_v}}. \quad (8)$$

В случае турбулентного режима течения $r_{1турб.}$ зависит и от величины Re , причем

$$r_{1турб.} = B \cdot r_{1лам.}, \quad (9)$$

где $B = \varphi(Re, r_n/r_v)$. На рисунке 1 приведены значения B при разных r_n/r_v при $Re > 1 \cdot 10^4$ из работы [3].

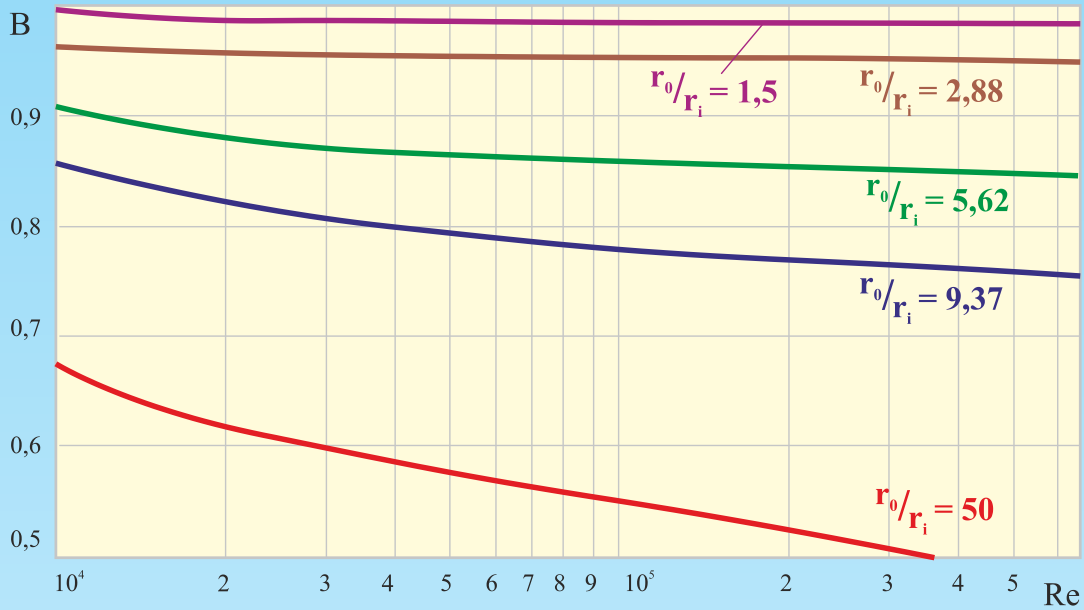


Рисунок 1 – Зависимость корректирующего множителя В в (9) от числа Рейнольдса

Корректировка расчетных формул для коэффициентов массоотдачи (теплоотдачи) осуществляется введением множителя, учитывающего различие между коэффициентом гидравлического сопротивления в круглой трубе f , вычисляемого по формуле Блазиуса (5), и коэффициентами сопротивления на внутренней τ_b и наружной τ_n стенках

$$f_b = f \cdot \frac{r_n + r_b}{r_b + Ar_n} = f \cdot \beta_b, \tag{10}$$

$$f_n = f \cdot \frac{r_n + r_b}{r_n + r_b/A} = f \cdot \beta_n. \tag{11}$$

На рисунках 2 и 3 представлена зависимость корректирующих множителей $\beta_b^{0,5}$ и $\beta_n^{0,5}$ от Re.

Учитывая (10) и (11), решение (4) дифференциального уравнения (1) можно представить в следующем виде:

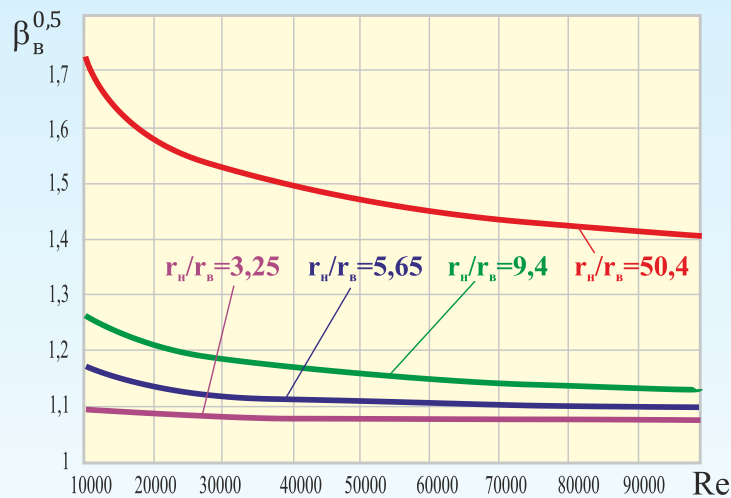
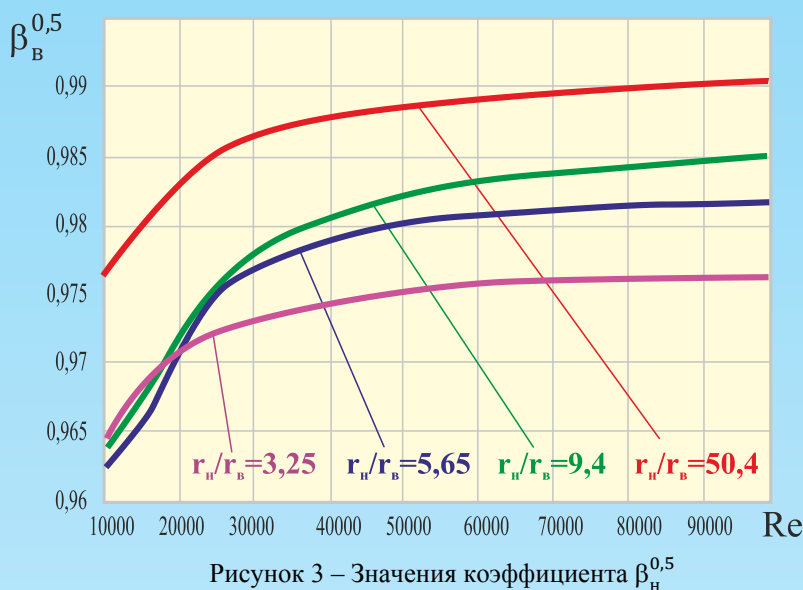


Рисунок 2 – Значения коэффициента $\beta_b^{0,5}$



для внутренней стенки канала-

$$\overline{Sh}_B = 0,115 Sc^{0,25} Re \cdot \sqrt{\beta_B \frac{f}{2}} \left[\operatorname{cth} \left(1,17 \xi_{L_B}^{1/2} \right) \right]^{2/3}, \quad (12)$$

для внешней стенки канала-

$$\overline{Sh}_n = 0,115 Sc^{0,25} Re \cdot \sqrt{\beta_n \frac{f}{2}} \left[\operatorname{cth} \left(1,17 \xi_{L_n}^{1/2} \right) \right]^{2/3}, \quad (13)$$

($\overline{Sh} = \frac{\overline{K} d_r}{D}$ - число Шервуда; \overline{K} - средний по длине рабочего участка коэффициент массоотдачи).

Безразмерную протяженность внутреннего и наружного рабочих участков, ξ_B, ξ_n следует вычислять по формулам:

$$\xi_{L_B} = 2,1 \cdot 10^{-3} Sc^{-0,25} Re \sqrt{\beta_B \frac{f}{2}} \cdot \frac{L}{d_r}, \quad (14)$$

$$\xi_{L_n} = 2,1 \cdot 10^{-3} Sc^{-0,25} Re \sqrt{\beta_n \frac{f}{2}} \cdot \frac{L}{d_r}. \quad (15)$$

На рисунке 4 приведены результаты экспериментального исследования массоотдачи при турбулентном течении жидкости в кольцевых каналах, длина рабочей поверхности в которых составляла 0,218 м. Диаметр внешней трубы оставался неизменным, равным $2,6 \cdot 10^{-2}$ м, диаметр внутреннего стержня – $1,8 \cdot 10^{-2}$, $1,4 \cdot 10^{-2}$, $0,8 \cdot 10^{-2}$ м (отношения r_n/r_b соответственно равны 1,44, 1,86 и 3,25).

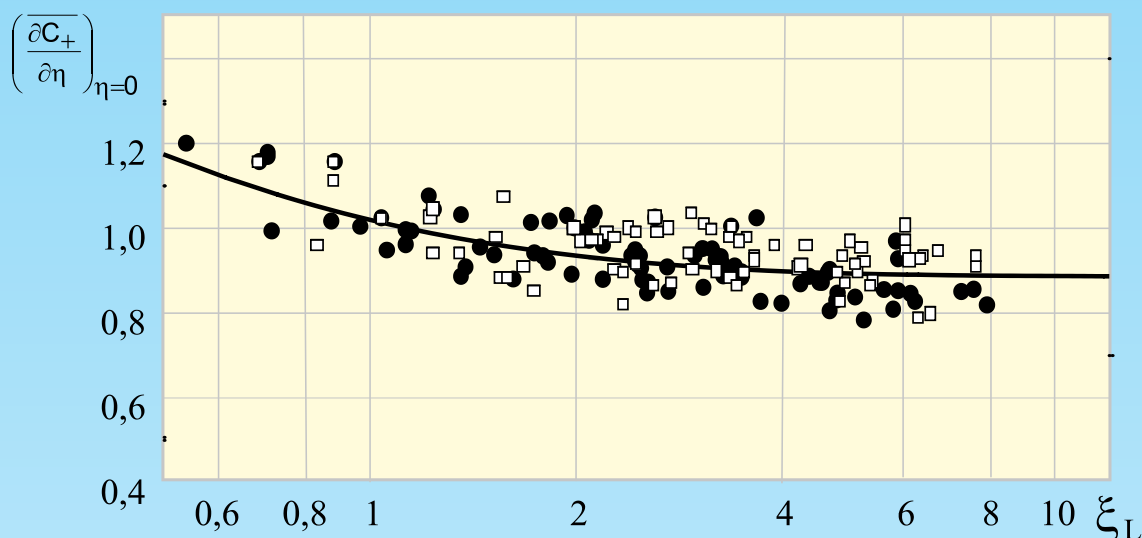
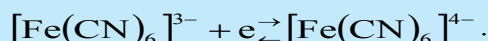


Рисунок 4 – Зависимость усредненного безразмерного градиента концентрации на стенке от безразмерной длины рабочей поверхности ξ_L .

- для внутренней стенки кольцевого канала;
- для внешней стенки кольцевого канала;
- расчет

В опытах измеряли предельные диффузионные токи восстановления феррицианид иона окислительно-восстановительной реакции в щелочной среде:



Рабочими поверхностями служили наружная либо внутренняя стенки канала, выполненные из никеля. В проведенном исследовании число Рейнольдса изменяли в интервале $2,7 \cdot 10^3 - 4,5 \cdot 10^4$, число Шмидта – $2 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$. На том же рисунке для сравнения приведены результаты расчета безразмерного градиента концентраций $\left(\frac{\partial C_+}{\partial \eta}\right)$ по (12)

либо по (13), связанного с числом Шервуда простым соотношением

$$\left(\frac{\partial C_+}{\partial \eta}\right)_n = 7,81 \frac{\overline{\text{Sh}}_n}{\text{Sc}^{0,25} \text{Re} \cdot (\beta_n f/2)^{0,5}} \quad (16)$$

$$\left(\frac{\partial C_+}{\partial \eta}\right)_b = 7,81 \frac{\overline{\text{Sh}}_b}{\text{Sc}^{0,25} \text{Re} \cdot (\beta_b f/2)^{0,5}} \quad (17)$$

Среднеквадратичное отклонение экспериментальных данных от результатов расчета не превышало 6 % для внутренней стенки канала и 5 % - для внешней.

При больших протяженностях рабочего участка концентрационный (тепловой) пограничный слой достигает полного развития, коэффициенты массоотдачи (теплоотдачи) становятся независимыми от величины поверхности массообмена (теплообмена).

При $\xi_L \geq 3,5$ множитель в (12) и (13) $\text{cth}[(1,17\xi^{1/2})]^{2/3} \rightarrow 1$ и расчетные зависимости приобретают простой вид:

$$\overline{\text{Sh}}_b = 0,115 \text{Sc}^{0,25} \text{Re} \cdot \sqrt{\beta_b \frac{f}{2}}, \quad (18)$$

$$\overline{\text{Sh}}_n = 0,115 \text{Sc}^{0,25} \text{Re} \cdot \sqrt{\beta_n \frac{f}{2}}. \quad (19)$$



Выводы. Результаты расчета по полученным формулам хорошо согласуются с экспериментальным материалом. Это обстоятельство дает основание рекомендовать зависимости для расчета турбулентной массоотдачи (теплоотдачи) в кольцевых каналах, учитывающие перераспределение гидравлического сопротивления между стенками внутренней и наружной труб, образующих канал для инженерных расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кишиневский М.Х., Корниенко Т.С. Массо- и теплоотдача при турбулентном течении разбавленных растворов полимеров, снижающих гидравлическое сопротивление // Журнал прикладной химии. 1986. Т. 50. № 9. С. 2052–2057.
2. Корниенко Т.С. Массо- и теплоотдача при турбулентном течении вязких жидкостей // Вестник ВГТА. 1988. № 3. С. 76–79.
3. Quarmby A.An. Analysis of turbulent Flow in Concentric Annuli // Appl. Sci. Res. 1968. Vol. XIX. P. 250–273.

BIBLIOGRAPHY

1. Kishinevsky M.Ch., Kornienko T.S. The mass transfer (heat transfer) with turbulent flow diluted solution polymer, hydrodynamical drag // Journal. applied chemistry. 1986. Vol. 50. No. 9. P. 2052–2057.
2. Kornienko T.S. The turbulent mass transfer (heat transfer) flow of viscous fluid // Vestnik VSTA. 1988. No. 3. P. 76–79.
3. Quarmby A.An. Analysis of turbulent Flow in Concentric Annuli // Appl. Sci. Res. 1968. Vol. XIX. P. 250–273.

© Ульшин С.В., Казьмин И.А., 2017

Ульшин Сергей Валентинович, кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник научно-исследовательского центра (проблем применения, обеспечения и управления авиацией Военно-воздушных сил), Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А, vaiu@mil.ru

Казьмин Игорь Александрович, полковник, начальник электрогазовой службы командования Военно-воздушных сил Главного командования Воздушно-космических сил, соискатель научно-исследовательского центра (проблем применения, обеспечения и управления авиацией Военно-воздушных сил), Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» (г. Воронеж), Россия, 394064, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, 54А, vaiu@mil.ru