

УДК 621.1.0116

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ В КАНАЛАХ С ИНТЕНСИФИКАТОРАМИ ПРОЦЕССА

А.Г. Лаптев¹, М.М. Башаров², Т.М. Фарахов³

¹Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

²АО «ТАНЕКО», г. Нижнекамск, Россия

³Инженерно-внедренческий центр «ИНЖЕХИМ», г. Казань, Россия

Резюме: Рассмотрены уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи от гладкой поверхности, полученные с применением моделей турбулентного пограничного слоя Прандтля и Дайслера. Показано, что учет возмущений в пограничном слое (шероховатость стенки, выступы, кольцевые накатки) можно выполнить параметрически за счет корректировки динамической скорости, толщины вязкого подслоя и толщины пограничного слоя. Даны результаты расчетов средних значений коэффициентов теплоотдачи (в безразмерном виде чисел Нуссельта и Стантона) и сравнение с известными экспериментальными данными.

Ключевые слова: теплообмен, интенсификация, теплоотдача, шероховатая поверхность.

Благодарности. Работа выполнена в рамках базовой части государственного задания в сфере научной деятельности (№13.6384.2017/БЧ).

DETERMINATION OF HEAT TRANSFER COEFFICIENTS IN CHANNELS WITH INTENSIFIERS PROCESS

Laptev A. G.¹, Basharov M. M.², Farakhov T. M.³

¹ Kazan state power engineering University, Kazan

² JSC "TANECO", Nizhnekamsk

³ OOO computer center "INZHEKHIM", Kazan

Abstract: Reviewed equations for calculation of heat transfer coefficients from a smooth surface, obtained with the use of models of the turbulent boundary layer Prandtl and Deisler. It is shown that the inclusion of disturbances in the boundary layer (roughness of the walls, ledges, ring rolling) can be performed parametrically by adjusting the dynamic speed, the thickness of a viscous sublayer and boundary layer thickness. The results of calculations of the average values of heat transfer coefficients (in dimensionless form of Nusselt numbers and Stanton) and comparing with known experimental data.

Keywords: heat transfer enhancement, heat transfer, rough surface.

Acknowledgments: Thanks. The work was carried out within the framework of the basic part of the state task in the sphere of scientific activity (No. 13.6384.2017 / BC).

Введение

Для интенсификации теплообмена могут использоваться как активные, так и пассивные методы. К последним относятся шероховатость поверхности, лунки, кольцевые накатки, закрутка потока, пористые вставки, мелкие насадки и др. [1–8].

Ниже показан пример использования уравнений, полученных авторами [9, 10] для плоского пограничного слоя, а учет возмущений, вызванных интенсификацией явлений переноса, учитывается параметрически, что позволяет приближенно вычислять средние коэффициенты теплоотдачи с использованием коэффициентов гидравлического сопротивления.

Коэффициенты теплоотдачи

В работе [9] на основе применения модели Прандтля получено выражение для коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме движения среды:

$$\alpha = \frac{\rho c_p u_*}{\left(R_1 + \frac{1}{\chi} \ln \frac{R_\delta}{R_1} \right) \text{Pr}^{0,57}}, \quad (1)$$

где ρ – плотность среды кг/м³; $R_\delta = u_* \delta / \nu$ – безразмерная толщина пограничного слоя; $R_1 = u_* \delta_1 / \nu$ – безразмерная толщина вязкого подслоя, ($R_1 = 11,6$); χ – константа турбулентности, ($\chi = 0,4$); Pr – число Прандтля; u_* – динамическая скорость м/с; $u_* = u_\infty \sqrt{C_f / 2}$, где u_∞ – средняя скорость в ядре потока, м/с; C_f – коэффициент трения; c_p – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К); ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Для пластины и трубы выражение (1) записано в безразмерном виде:

$$\text{Nu}_L = \frac{\text{Re}_L \sqrt{C_f / 2} \text{Pr}^{0,43}}{R_1 + 2,5 \ln(R_\delta / R_1)}, \quad (2)$$

$$\text{Nu}_d = \frac{\text{Re}_d \sqrt{\xi / 8} \text{Pr}^{0,43}}{R_1 + 2,5 \ln(R_\delta / R_1)}, \quad (3)$$

где $\text{Nu}_L = \alpha L / \lambda$ – число Нуссельта для пластины; $\text{Nu}_d = \alpha d / \lambda$ – число Нуссельта для трубы; $\text{Re}_L = u_\infty L / \nu$; $\text{Re}_d = u_{cp} d / \nu$ – числа Рейнольдса; d – диаметр трубы, м; λ – коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К); L – длина пластины, м;

С применением модели диффузионного пограничного слоя и функции турбулентного обмена Дайслера получены выражения [10]:

$$\alpha = \frac{\rho c_p u_*}{[5,31 + 2,5 \ln R_\delta] \text{Pr}^{0,57}}, \quad (4)$$

$$\text{Nu}_L = \frac{\text{Re}_L \sqrt{C_f / 2} \text{Pr}^{0,43}}{5,31 + 2,5 \ln R_\delta}. \quad (5)$$

Рассмотрим применение уравнений (2)–(5) для шероховатых поверхностей.

Известно, что если $ku_* / \nu < 5$ (k – высота выступов, м), то все элементы шероховатости расположены внутри вязкого подслоя, их обтекание происходит без вихреобразований, и шероховатость не оказывает влияния на характеристики турбулентного течения. Если $5 < ku_* / \nu \leq 70$, то элементы шероховатости выступают из вязкого подслоя, вызывают дополнительное сопротивление и интенсификацию теплоотдачи. Если $ku_* / \nu > 70$ – режим с полным проявлением шероховатости, и коэффициент сопротивления ξ_{III} не зависит от числа Рейнольдса, а определяется только величиной относительной шероховатости.

Для расчета коэффициентов ξ_{III} шероховатых поверхностей используются полуэмпирические зависимости или графики [1, 2, 4].

Значения безразмерных параметров R_1 и R_δ в выражениях (1)–(5) для шероховатых поверхностей будут отличаться от значений $R_1 = 11,6$ и R_δ для гладких поверхностей. Расчет $R_{1ш}$ и R_δ для поверхностей с элементами интенсификации можно выполнять по зависимостям [9]:

$$R_{1ш} = 11,6 \sqrt{\frac{\xi}{\xi_{ш}}}, \quad (6)$$

$$R_\delta = 0,25 Re_d \sqrt{\xi_{ш}/8}, \quad (7)$$

где ξ , $\xi_{ш}$ – коэффициенты сопротивлений гладкой и шероховатой поверхностей.

Значительно более сложной задачей является определение средней динамической скорости на стенке с элементами интенсификации.

Если $ku_*/\nu < 70$, то с небольшой погрешностью можно использовать известные выражения для пластины и трубы:

$$u_{*ш} = u_\infty \sqrt{C_{fш}/2}, \quad u_{*ш} = u_{ср} \sqrt{\xi_{ш}/8}. \quad (8)$$

При $ku_*/\nu > 70$ применяется подход вычисления u_* с использованием средней скорости диссипации энергии [4–6].

Выражение (3) для расчета числа Нуссельта от шероховатой поверхности с параметрами (6)–(8) получит вид

$$Nu_{ш} = \frac{Re_d \sqrt{\xi_{ш}/8} Pr^{0,43}}{11,6 \sqrt{\xi/\xi_{ш}} + 2,5 \ln \left(\frac{0,25 Re_d \sqrt{\xi_{ш}/8}}{11,6 \sqrt{\xi/\xi_{ш}}} \right)}, \quad (9)$$

где при $4 \cdot 10^3 < Re_d < 10^5$, $\xi = 0,136 Re_d^{-0,25}$; при $10^5 < Re_d < 2 \cdot 10^6$
 $\xi = 0,0032 + 0,22 Re_d^{-0,237}$.

Аналогично можно записать и выражения (4), (5). В выражении (4) в знаменателе численное значение 5,31 фактически является безразмерной толщиной вязкого подслоя в трехслойной модели. Тогда, используя соотношение (6) только со значением $R_1' = 5,31$, число Нуссельта для шероховатой поверхности запишется в форме

$$Nu_{ш} = \frac{Re_d \sqrt{\xi_{ш}/8} Pr^{0,43}}{5,31 \sqrt{\xi/\xi_{ш}} + 2,5 \ln \left(0,25 Re_d \sqrt{\xi_{ш}/8} \right)}. \quad (10)$$

Очевидно, что при $\xi_{ш} = \xi$ выражения (9), (10) дают результаты для гладкой поверхности.

Для сравнения результатов расчетов чисел для шероховатых поверхностей используем как известные полуэмпирические выражения, так и экспериментальные данные различных авторов.

При $Pr < 5$ рекомендуется приближенное выражение Кутателадзе для труб:

$$Nu_{ш} \approx 0,14 \sqrt{\xi_{ш}} Re_d Pr \left[\ln \frac{Re_d \sqrt{\xi_{ш}}}{290} + 4,6 Pr \right]^{-1}, \quad (11)$$

и также выражение Дипрея и Саберского:

$$Nu_{ш} = \frac{\xi_{ш} Re_d Pr}{8} \left[\left(5,19 \varepsilon^{*0,2} Pr^{0,44} - 8,48 \right) \sqrt{\xi_{ш}/8} + 1 \right]^{-1}, \quad (12)$$

где $\varepsilon^* = (k/d) Re_d \sqrt{\xi_{ш}/8}$; $10^4 \leq Re_d \leq 2 \cdot 10^5$.

На основе модификации гидродинамической аналогии на градиентные течения получено [11]:

$$Nu_{III} = 0,158 Re_d^{0,857} (\xi_{III}/8)^{0,429} Pr^{1/3}. \quad (13)$$

В табл. 1 даны результаты расчетов по приведенным выражениям.

Таблица 1

Результаты расчетов чисел Nu_{III} для шероховатых поверхностей ($Pr=1, d/k=60$)

Re_d	$\frac{\xi}{\xi_{III}}$	Формула Nu_{III}			
		(10)	(11)	(12)	(13)
10^4	$\frac{0,0316}{0,039}$	40,0	42,0	48,7	42,3
$5 \cdot 10^4$	$\frac{0,021}{0,045}$	188,3	181	225	184,9
$2 \cdot 10^5$	$\frac{0,0155}{0,0456}$	668,1	610	740	606,8

Запишем выражение (10) в более удобном для расчетов виде. Используя отношения (6)–(7) с $\xi = 0,316 Re_d^{-0,25}$, ($4 \cdot 10^3 < Re_d < 10^5$) получим:

$$Nu_{dIII} = \frac{Re_d \sqrt{\xi_{III}/8} Pr^{0,43}}{6,52 \left(Re_d^{0,125} \xi_{III}^{0,5} \right)^{-1} + 2,5 \ln(0,0135 Re_d^{1,125} \xi_{III})}. \quad (14)$$

Очевидно, что при $\xi_{III} = \xi$ получаем формулу (3).

Аналогично запишем число Стантона для канала с шероховатой поверхностью ($St = Nu/RePr$):

$$St_{III} = \frac{\sqrt{\xi_{III}/8}}{Pr^{0,57} \left[6,52 \left(Re_d^{0,125} \xi_{III}^{0,5} \right)^{-1} + 2,5 \ln(0,0135 Re_d^{1,125} \xi_{III}) \right]}. \quad (15)$$

Результаты расчетов

Результаты расчета по формуле (15) и сравнение с экспериментом показаны на рис. 1.

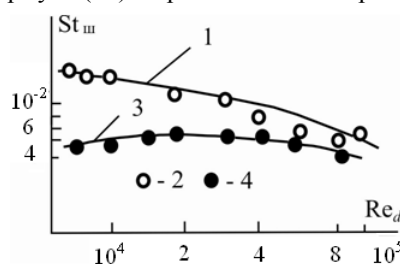


Рис. 1. Результаты расчета и опытные данные по теплоотдаче в канале с шероховатыми стенками: 1, 3 – расчет по уравнению (15); 2, 4 – эксперимент [1]; 1, 2 – $k/R = 0,08$; 3, 4 – $k/R = 0,02$; $Pr = 0,71$ (k – высота выступов)

На рис. 2 нанесена область, занимаемая опытными данными [3; 12] для каналов с поперечными кольцевыми выступами применительно к газам: относительный шаг поперечных кольцевых выступов $t/d = 0,25 \dots 1,0$; отношение внутреннего диаметра трубы в области выступов к внутреннему диаметру гладкой трубы $0,9 \dots 0,95$. Как видно, зависимость Nu_{III}/Nu от ξ_{III}/ξ справедлива только при $\xi_{III}/\xi < 2$.

Конечно, расчет чисел Нуссельта и Стантона по формулам (9) и (10) дает средние значения коэффициентов теплоотдачи и не позволяет учесть локальные возмущения (отрыв

потока, отрицательное значение градиента давления и т.п.), однако для промышленных аппаратов этого вполне достаточно при их проектировании или модернизации.

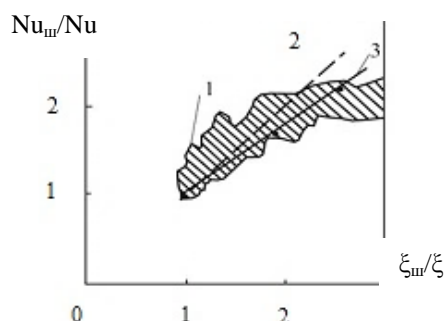


Рис. 2. Относительная эффективность интенсификации теплообмена поперечными кольцевыми выступами в круглом канале: 1 – область, занимаемая экспериментальными точками; 2 – при $Nu_{III}/Nu = \xi_{III}/\xi$; 3 – расчет по формуле (10)

Следует отметить, что рекомендуемое соотношение $Nu_{III}/Nu = \xi_{III}/\xi$, для некоторых способов интенсификации, дает завышенное значение для шероховатых поверхностей при $\xi_{III}/\xi > 2,0$ (рис. 2).

В табл. 2 приведены экспериментальные результаты для трубы с накаткой и расчет по полученным формулам.

Таблица 2

Сравнительная тепло-гидравлическая характеристика для труб с кольцевой накаткой по отношению к гладкой трубе для $0,5 < Pr < 50$; $\bar{Nu} = Nu_{III} / Nu$; $\bar{\xi} = \xi_{III} / \xi$. $\bar{Nu}_э$ – экспериментальные значения [2]

Re=10 ⁴				
d ₁ /d ₂	$\bar{\xi}$	\bar{Nu}	\bar{Nu} по (9)	\bar{Nu} по (14)
0,99	1,45	1,25	1,21	1,29
0,95	3,28	2,14	1,93	1,97
0,91	5,2	2,6	2,49	2,53
0,89	6,32	2,65	2,76	2,79
0,99	1,2	1,35	1,08	1,073
0,95	3,22	2,28	1,92	1,8
0,91	7,36	2,78	2,93	2,74
0,89	9,2	2,82	3,22	3,04

В табл. 2 отношение расстояния между накатками Δx к диаметру трубы d_2 : $\Delta x/d_2 = 0,25$; d_1 – диаметр трубы с учетом накатки, м.

Из табл. 2 следует, что при $Re=10^4$ среднее расхождение расчета с экспериментом составляет около 5%, максимальное – 8%. Также расчет показывает, что при $Re=10^5$ максимальное – около 35%, среднее – 18%.

Выводы

Полученные выражения для Nu_{III} рекомендуются для инженерных расчетов, когда есть данные по гидравлическому сопротивлению и нет данных по теплоотдаче, и могут использоваться как для гладких, так и для шероховатых поверхностей, так при $\xi_{III} = \xi$ имеем $Nu_{III} = Nu$ для гладких труб.

Следует отметить, что выражения (9) и (10) можно использовать для приближенных расчетов в каналах с постоянной закруткой потока. В этом случае динамическая скорость записывается из уравнения баланса сил в виде $u_* = u_\infty \sqrt{\xi_{с3} / (8 \cos \theta)}$, $\xi_{с3}$ – коэффициент

сопротивления канала с закруткой; θ – угол закрутки потока. В результате получаем выражения, аналогичные (9), (10), которые обеспечивают удовлетворительное согласование с опытными данными по средним коэффициентам теплоотдачи [13].

Литература

1. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.
2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
3. Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования теплообменных процессов: учебно-справочное пособие. М.: «Теплотехник», 2011. 335 с.
4. Готовский М.А., Деменок С.Л., Медведев В.В., Сивуха С.М. Теплоотдача и сопротивление каналов с олуенными поверхностями. СПб.: СТРАТА, 2016. 210 с.
5. Min C., Oi C., Wang E., Tian L. and OinY. Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in a channel with novel longitudinal vortex generators // Int. Journal of Heat and Mass Transf. 2012. V. 55. pp. 7268–7277.
6. Isaev S.A., Leontiev A.I., Zhukova Yu.V. Numerical simulation of vortex heat transfer enhancement in transformer oil in a channel with one-row spherical dimples // Heat Transfer Research.-2011. V. 42. No. 7. pp. 613–628.
7. Бродов Ю.М., Аронсон К.Э., Рябчиков А.Ю. и др. Повышение эффективности теплообменных аппаратов паротурбинных установок за счет применения профильных витых трубок // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2016. № 7–8. С. 72–78.
8. Дмитриева О.С., Дмитриев А.В., Система охлаждения масляного трансформатора с применением термоэкспериментальных модулей // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2015. № 11–12. С. 56–59.
9. Лаптев А.Г., Башаров М.М. Эффективность теплообмена и разделения гетерогенных сред в аппаратах нефтегазохимического комплекса. Казань: Центр инновационных технологий, 2016. 344 с.
10. Лаптев А.Г., Башаров М.М., Фарахов Т.М. Тепло- и массоотдача в возмущенных турбулентных пограничных слоях // Труды Академэнерго. 2016. № 1. С. 53–71.
11. Лаптева Е.А., Лаптев А.Г. Прикладные аспекты явлений переноса в аппаратах химической технологии и теплоэнергетики (гидромеханика и теплообмен). Казань: Издательство «Печать-Сервис XXI век», 2015. 236 с.
12. Щукин А.В., Козлов А.П., Агачев Р.С., Чудновский Я.П. Интенсификация теплообмена сферическими выемками при воздействии возмущающих факторов / под редакцией акад. В.Е. Алемасова. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. 143 с.
13. Башаров М.М., Рунов Д.М. Определение коэффициентов теплоотдачи в каналах с закруткой потока при турбулентном режиме // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2014. № 11–12. С. 63–68.

Авторы публикации

Лаптев Анатолий Григорьевич – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Технология воды и топлива» (ТВТ) Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Башаров Марат Миннахматович – канд. техн. наук, зам. ген. директора по техническому обслуживанию и инжинирингу АО «ТАНЕКО», г. Нижнекамск.

Фарахов Тимур Мансурович – канд. техн. наук, главный инженер Инженерно-внедренческого центра «Инжехим», г. Казань.

References

1. Zhukauskas A.A. Konvektivnyi perenos v teploobmennikakh. M.: Nauka, 1982. 472 p.
2. Kutateladze S.S. Teploperedacha i gidrodinamicheskoe soprotivlenie: Spravochnoe posobie M.: Energoatomizdat, 1990. 367 p.

3. Laptev A.G., Nikolaev N.A., Basharov M.M. Metody intensivatsii i modelirovaniya teplomassoobmennyykh protsessov: uchebno-spravochnoe posobie. M.: «Teplotekhnika», 2011. 335 p.
4. Gotovskii M.A., Demenok S.L., Medvedev V.V., Sivukha S.M. Teplootdacha i soprotivlenie kanalov s olunennymi poverkhnostyami. SPB.: STRATA, 2016. 210 p.
5. Min C., Oi C., Wang E., Tian L. and Oin Y. Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in a channel with novel longitudinal vortex generators // Int. Journal of Heat and Mass Transf. 2012. Vol. 55. P. 7268–7277.
6. Isaev S.A., Leontiev A.I., Zhukova Yu.V. Numerical simulation of vortex heat transfer enhancement in transformer oil in a channel with one-row spherical dimples // Heat Transfer Research. -2011. Vol. 42. No. 7. P. 613–628.
7. Brodov Yu.M., Aronson K.E., Ryabchikov A.Yu. i dr. Povyshenie effektivnosti teploobmennyykh apparatov paroturbinnyykh ustanovok za schet primeneniya profil'nykh vitykh trubok // Izvestiya vuzov. Problemy energetiki. 2016. No. 7–8. P. 72–78.
8. Dmitrieva O.S., Dmitriev A.V., Sistema okhlazhdeniya maslyanogo transformatora s primeneniem termoeksperimental'nykh modulei // Izvestiya vuzov. Problemy energetiki. 2015. No. 11–12. P. 56–59.
9. Laptev A.G., Basharov M.M. Effektivnost' teploobmena i razdeleniya geterogennyykh sred v apparatakh neftegazokhimicheskogo kompleksa. Kazan': Tsentri innovatsionnykh tekhnologii. 2016. 344 p.
10. Laptev A.G., Basharov M.M., Farakhov T.M. Teplo- i massootdacha v vozmushchennykh turbulentnykh pogranichnyykh sloyakh // Trudy Akademenergo. 2016. No. 1. P. 53–71.
11. Lapteva E.A., Laptev A.G. Prikladnye aspekty yavlenii perenosa v apparatakh khimicheskoi tekhnologii i teploenergetiki (gidromekhanika i teplomassoobmen). Kazan': Izdatel'stvo «Pechat'-Servis XXI vek», 2015. 236 p.
12. Shchukin A.V., Kozlov A.P., Agachev R.S., Chudnovskii Ya.P. Intensifikatsiya teploobmena sfericheskimi vyemkami pri vozdeistvii vozmushchayushchikh faktorov / pod redaktsiei akad. V.E. Alemasova. Kazan': Izd-vo Kazan. gos. tekhn. un-ta, 2003. 143 p.
13. Basharov M.M., Runov D.M. Opredelenie koeffitsientov teplootdachi v kanalakh s zakrutkoi potoka pri turbulentnom rezhime // Izvestiya vuzov. Problemy energetiki. 2014. No. 11–12. P. 63–68.

Information about the authors

Anatoly G. Laptev – Dr. Sci. (Techn.), Professor, head. The Department "Technology of water and fuel" of Kazan state power engineering University.

Marat M. Basharov – Cand. Sci. (Techn.), Deputy General Director for technical services and engineering of JSC "TANECO"

Timur M. Farakhov – Cand. Sci. (Techn.), Chief Engineer of Engineering and Development Center "Inzhekhim"

Поступила в редакцию

31 октября 2017 г.