

УДК 620.9
ББК 31.16:31.38
П 78

Научный редактор – проф. д.т.н. В.Н.Шлянников

П 78 Проблемы тепломассообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: Материалы докладов / VI Школа-семинар молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е.Алемасова, 16 – 18 сентября 2008. – Казань: Изд-во Казанск. гос. ун-та, 2008. – 450 с.

ISBN 978-5-98180-594-3

В материалы школы-семинара включены тексты докладов по гидродинамике и тепломассообмену в ламинарных и турбулентных потоках, тепломассообмену в энергетическом оборудовании, тепломассообмену в энергомашиностроении, интенсификации процессов добычи и переработки углеводородного сырья, экологии и энергосбережению.

УДК 620.9
ББК 31.16:31.38

ISBN 978-5-98180-594-3

© Иссл. центр пробл. энерг. КазНЦ РАН, 2008

УДК 536.24.083

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛООТДАЮЩИХ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ДИСКРЕТНЫМИ ШЕРОХОВАТОСТЯМИ

А.С. Демидов, Ф.С. Занько, Н.И. Михеев

Исследовательский центр проблем энергетики КазНЦ РАН

Аннотация

Описана принципиальная схема установки для экспериментального исследования гидродинамических и теплоотдающих свойств поверхностей с дискретными шероховатостями. Разработан метод обработки результатов испытаний теплообменников, основанный на одновременном анализе совокупности экспериментов с варьированием режимных параметров потока обоих теплоносителей и обеспечивающий четкое разделение зависимостей Nu от Re .

Введение

Теплообменное оборудование является очень распространенным составляющим элементом в современной технике. Теплообменные аппараты нашли применение в авиакосмической технике, химической, нефтеперерабатывающей, пищевой промышленности, в холодильной и криогенной технике, в системах отопления и горячего водоснабжения, кондиционирования, в тепловых двигателях и т.п. Интенсификация теплообмена - один из наиболее перспективных путей к уменьшению массы и габаритов теплообменных аппаратов. В частности, современные методы интенсификации теплообмена способны обеспечить снижение габаритов и массы теплообменных устройств в 1,5 раза и более по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами при одинаковой тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей [1].

К настоящему времени предложено множество различных методов улучшения теплоотдающих свойств поверхностей в теплообменниках. Исследования по интенсификации теплообмена за рубежом ведутся широким фронтом и с большим размахом. Скажем, к вышедшему в свет в 2005 г. второму изданию фундаментальной американской монографии по методам интенсификации теплообмена [2] прилагается диск с библиографией, насчитывающей более 9500 публикаций! В отечественной науке рассматриваемой проблематике также уделялось большое внимание, причем речь идет не только о серьезных фундаментальных исследованиях, но и о разработке практически реализуемых методов интенсификации теплообмена [3-5]. К сожалению, эти разработки недостаточно широко применяются в отечественной промышленности [1].

В настоящей работе описывается методика экспериментального исследования гидродинамических и теплоотдающих свойств различных вариантов поверхностей с дискретными шероховатостями с изменением глубины, диаметра и шага с целью получения теплогидродинамических характеристик (зависимости коэффициентов сопротивления и теплоотдачи от числа Рейнольдса) исследованных теплообменных поверхностей.

Экспериментальная установка

Экспериментальная установка (рис.1) включает в себя теплообменный аппарат с исследуемой поверхностью с элементами дискретной шероховатости (б) и два замкнутых контура (холодный и горячий), по которым циркулируют соответствующие теплоносители. В каждом контуре имеется циркуляционный насос (3) для перекачки теплоносителя и расходомер (2). Нагрев теплоносителя в горячем контуре осуществляется с помощью водонагревателя (4).

Количество переданного через поверхность теплообмена тепла регистрируется теплосчетчиком (1). Потери давления в контурах фиксируются соответствующими манометрами. В холодном контуре также предусмотрены радиатор (5) для охлаждения холодного теплоносителя окружающим воздухом и расширительный бак.

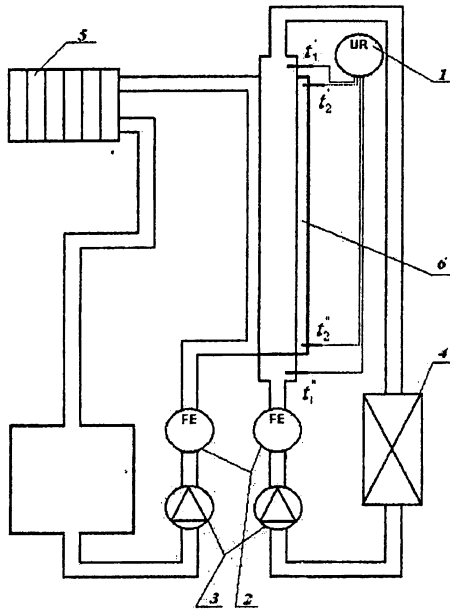


Рис.1. Экспериментальная установка

1 - теплосчетчик-регистратор; 2 - расходомер; 3 - циркуляционный насос; 4 - водонагреватель; 5 - радиатор; 6 - рабочий участок (теплообменник)

Методика обработки экспериментальных данных

В отечественной литературе нет единого мнения о том, какой критерий следует использовать для объективной оценки эффективности методов интенсификации теплообмена в каналах (см. дискуссию по этому вопросу в [6, 1]). Оптимум обычно применяемого отношения $(Nu/Nu_{гр})/(\xi/\xi_{гр})$ не всегда ведет к наиболее эффективной интенсификации [1]. Тем не менее, благодаря интуитивной ясности и простоте, этот критерий очень широко используется в научных исследованиях.

Таким образом, для количественной оценки эффективности поверхности с интенсификацией теплообмена необходимо определить критериальные уравнения теплоотдачи и гидродинамического сопротивления для первого (индекс 1) и второго (индекс 2) теплоносителей [4, 7]:

$$Nu_1 = C_1 Re_1^{m_1} Pr_1^{n_1} (Pr_f/Pr_w)^{0,25}, Nu_2 = C_2 Re_2^{m_2} Pr_2^{n_2} (Pr_f/Pr_w)^{0,25}, \xi_1 = A_1/Re^{k_1}, \xi_2 = A_2/Re^{k_2},$$

где $Nu = \alpha l / \lambda$ - число Нуссельта; α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К); l - характерный размер, обычно в каналах - эквивалентный гидравлический диаметр, м; λ - коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(мК); $Re = w l / \nu$ - число Рейнольдса; ν - кинематическая вязкость теплоносителя, м²/с; $Pr = c_f \mu / \lambda$ - число Прандтля; μ - динамическая вязкость теплоносителя, Па·с; c_f - удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); w - среднерасходная скорость теплоносителя, м/с; ξ - коэффициент гидродинамического сопротивления; $C_1, C_2, m_1, m_2, n_1, n_2, k_1, k_2, A_1, A_2$ - эмпирические коэффициенты. Кроме эмпирических коэффициентов и коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 все остальные величины известны заранее или могут быть измерены непосредственно.

Количество тепла Q , передаваемого в теплообменнике от одного теплоносителя другому, составляет (уравнение теплопередачи):

$$Q=K \cdot F \cdot \text{LMTD}, \quad (1)$$

где K - коэффициент теплопередачи, Вт/м²·К; F - площадь поверхности, через которую передается тепло, м²; LMTD - логарифмическая средняя разница температур между горячим и холодным потоками у каждого конца теплообменника, °С. Если начало и конец теплообменника обозначить через точки А и В, то можно записать [8]:

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta t(B) - \Delta t(A)}{\ln\left(\frac{\Delta t(B)}{\Delta t(A)}\right)}.$$

Согласно уравнению теплового баланса, количество тепла Q , отдаваемое теплоносителем при постоянном массовом расходе G со средней теплоемкостью c_f , пропорционально изменению его температуры:

$$Q=G \cdot c_f \cdot (t_A - t_B). \quad (2)$$

По уравнениям (1) и (2) можно определить коэффициент теплопередачи K , т.к. все остальные параметры поддаются измерению или известны заранее. С помощью найденного коэффициента теплопередачи можно определить коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 по известному соотношению:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2},$$

где δ - толщина плоской однослойной стенки, м; λ - коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(мК). Для разделения значений α_1 и α_2 (при близких числах Прандтля теплоносителей) эксперименты по определению критериальных уравнений теплоотдачи проводятся при разных комбинациях чисел Рейнольдса теплоносителей, а значения искомых величин находятся из условия минимальных среднеквадратических отклонений между экспериментальными и расчетными значениями K по совокупности экспериментальных данных, количество экспериментов в которой (при различных Re с двух сторон стенки) не меньше числа оцениваемых параметров.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (гранты № 06-08-00521-а, 07-08-00330-а), гранта НШ-4334.2008.8.

Литература

1. Дрейцер Г.А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов. Новости теплоснабжения. 2004. №5. С.32.
2. Webb R.L., Kim N.-H. Principles of Enhanced Heat Transfer. Taylor & Francis, New York. 2005. 785 p.
3. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Энергоатомиздат, Л. 1987. 263 с.
4. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. Наука, М. 1982. 472 с.
5. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. Энергоатомиздат, М. 1998. 407 с.
6. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. Эффективность промышленно эффективных интенсификаторов теплопередачи (Обзор. Анализ. Рекомендации). Известия РАН. Энергетика. 2002. №3. С.102-118.
7. Kuppan T. Heat Exchanger Design Handbook. CRC Press. 2000. 1119 p.
8. Kay J.M., Nedderman R.M. Fluid Mechanics and Transfer Processes. Cambridge University Press. 1985.