

УДК 536.24

О. В. ПРОКОПОВИЧ

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В КОМПАКТНОМ КОЖУХОТРУБНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова НАН Беларуси

(Поступила в редакцию 15.12.2013)

В связи с повышением энергонапряженности и компактности теплоэнергетического оборудования перед разработчиками стоит задача интенсификации процесса теплообмена. Наиболее распространенный способ ее решения – использование турбулизаторов потока теплоносителей, повышающих коэффициент теплопередачи.

Интенсификация теплообмена, как правило, сопровождается ростом гидравлического сопротивления. При этом повышение эффективности теплообмена на 30–40% ведет к увеличению сопротивления на 40–60%. Следовательно, важным представляется поиск геометрии теплообменных поверхностей, которые обладали бы наибольшим значением коэффициента теплоотдачи при минимально возможной величине коэффициента гидравлического сопротивления.

При разработке высоконапряженного компактного кожухотрубного теплообменника (рис. 1) со следующими основными характеристиками: теплопроизводительность 700 кВт; «горячий» теплоноситель (газ, температура на входе до 700 °С, давление 3–4 МПа) движется в трубах; «холодный» теплоноситель (газ, температура на входе до 300 °С, давление 5–8 МПа) движется в межтрубном пространстве; наружный диаметр гладкой исходной трубы $d_n = 0,25$ м; внутренний диаметр $d_v = 0,2$ м, в качестве интенсификаторов нами использованы теплообменные поперечные кольцевые волнистые выступы, получаемые путем гофрирования данных труб (рис. 2).

На примере разработки компактного кожухотрубного теплообменника с такими трубами рассмотрим особенности определения эффективности предлагаемого способа интенсификации

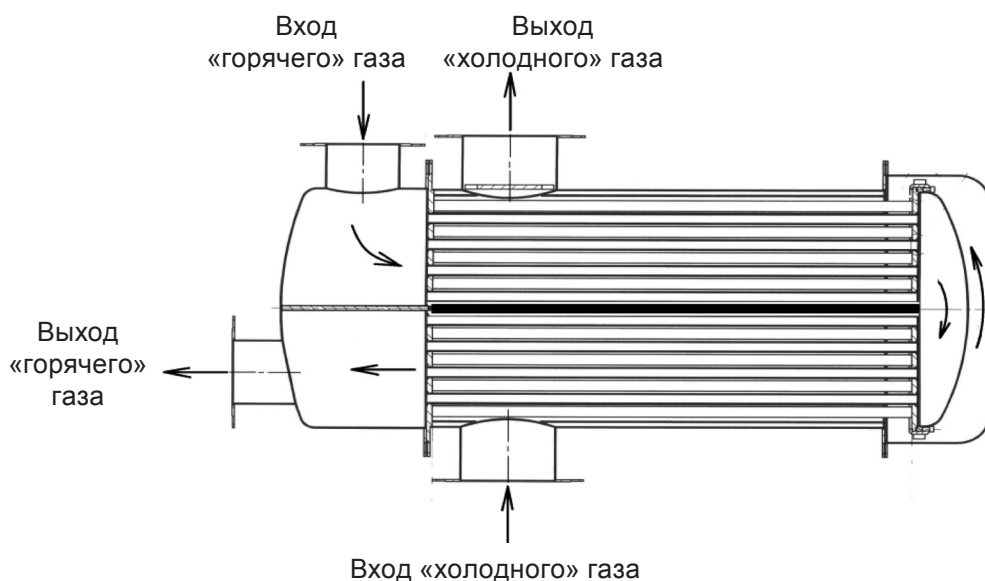


Рис. 1. Схема кожухотрубного теплообменника

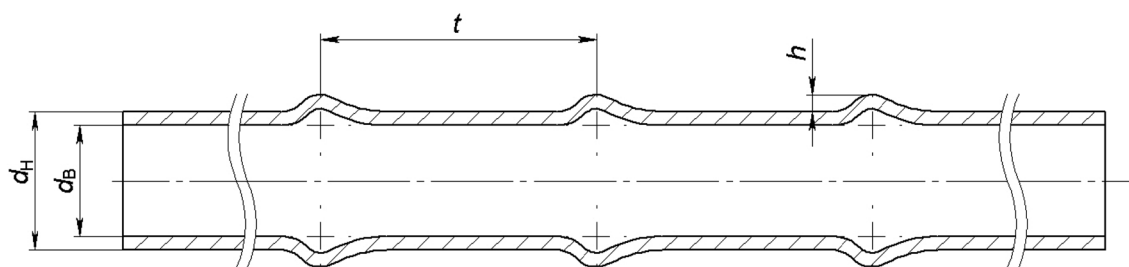


Рис. 2. Схема гофрированной трубы: d_n – наружный диаметр гладкой трубы, d_b – внутренний диаметр трубы, h – высота кольцевых волнистых выступов; t – шаг кольцевых волнистых выступов

теплообмена. Выбранный способ эффективен при продольном обтекании труб в схеме противотока. Из конструктивных соображений выбрана схема с подвижным коллектором. Теплообменник имеет два хода по каждому из теплоносителей.

Конструкция трубного пучка и оптимальная геометрия кольцевых волнистых выступов определялись с помощью метода численного моделирования. Последнее проводилось с использованием пакета ANSYS Fluent (версия 13.0). Считалось, что все трубы трубного пучка находятся в одинаковых условиях. Варьировались количество труб в трубном пучке, расстояние между трубами, высота h и шаг t кольцевых выступов. Количество труб лимитировалось диаметром корпуса с учетом его прочностных характеристик. Длина труб определялась из условия обеспечения заданной теплопроизводительности. Использовались стандартные для такого класса задач опции в пакете ANSYS Fluent: steady state flow, pressure based method, модели турбулентности $k - \epsilon$ и $k - \omega$, алгоритм SIMPLE для итераций давление – скорость. Точность выхода из итераций задавалась по уравнениям неразрывности и энергии. По остальным уравнениям задаваемая точность соответствовала стандартной. На входе потока принимались граничные условия mass flow inlet, а на выходе – pressure outlet [1].

Оценка эффективности использования турбулизаторов заключалась в следующем: по стандартной методике рассчитывался теплообменник с гофрированными трубами, затем с той же теплопроизводительностью рассчитывался гладкотрубный теплообменник. После конструктивной проработки теплообменника определялись его теплогидравлические характеристики с учетом приемно-выводных устройств для двух вариантов: с гладкими и с гофрированными трубами, причем расчет теплообменника с гладкими трубами проводился для противотока и смешанного тока (с поперечным обтеканием труб по холодному газу). Длина гладких труб определялась из условия обеспечения заданной теплопроизводительности. Затем определялась эффективность каждого варианта.

Результаты тепловых и гидравлических расчетов для варианта теплообменника тепловой мощностью 560 кВт с гладкими и гофрированными трубами ($h = 0,001$ м, $t = 0,03$ м, $h/d_n = 0,04$; $t/h = 30$) представлены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1. Результаты расчета теплообменника тепловой мощностью 560 кВт с гладкими и гофрированными трубами

Теплоноситель	Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м ² ·°С)	Длина труб, м	Площадь поверхности теплообмена F , м ²	Гидравлическое сопротивление пучка ΔP , Па	Мощность на прокачку теплоносителя N , Вт	Гидравлическое сопротивление коллекторов ΔP_k , Па	Мощность на прокачку с учетом коллекторов N_k , Вт
<i>Гладкотрубный теплообменник, продольное обтекание труб</i>							
«Горячий» газ	495	1,4	11,5	3121	1845	3400	3847
«Холодный» газ				2104	520		5725
<i>Интенсифицированный теплообменник, продольное обтекание труб</i>							
«Горячий» газ	556	1,1	9,6	2229	1318	3400	3321
«Холодный» газ				1902	470,4		5725
<i>Гладкотрубный теплообменник, поперечное обтекание труб</i>							
«Горячий» газ	570	1,3	10,9	2835	1676	3400	3679
«Холодный» газ				2175	537		5725

Анализ приведенных результатов показал, что коэффициент теплопередачи k принимает наибольшее значение при поперечном обтекании. Также необходимо отметить, что величина гидравлического сопротивления приемно-выводных устройств (коллекторов) ΔP_k соизмерима со значением гидравлического сопротивления трубного пучка ΔP . Поэтому в нашем случае при определении эффективности компактного кожухотрубного теплообменника необходимо учитывать величину его полного сопротивления, а при сравнении эффективности рассматривать гладкотрубный теплообменник с продольным и поперечным обтеканием труб.

Существует множество способов оценки эффективности интенсификации теплообмена [2–4], однако все они в той или иной степени связаны с понятием энергетического коэффициента, сформулированным в 40-е годы XX в. М. В. Кирпичевым. Он определил энергетический коэффициент E_0 как отношение теплоты Q , переданной в теплообменнике, к затратам энергии N на преодоление гидравлических сопротивлений в трубном пучке [2]:

$$E_0 = \frac{Q}{N} = \frac{\alpha F}{G_v \Delta p}, \quad (1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С); F – площадь поверхности теплообмена, м²; G_v – объемный расход рабочей среды, м³/с; Δp – гидравлическое сопротивление трубного пучка теплообменника, Па.

Данный метод характеризует интенсивность теплоотдачи на одной стороне поверхности теплообмена, тогда как эффективность всего теплообменного аппарата зависит от рационального распределения термических сопротивлений и расходов теплоносителей.

Метод М. В. Кирпичева был развит во многих работах В. М. Антуфьева, например, [3], предложившего определять коэффициент теплоэнергетической эффективности E как отношение коэффициента теплопередачи k к суммарным затратам мощности на преодоление гидравлических сопротивлений с наружной N_H и внутренней N_B сторон поверхности теплообмена:

$$E = \frac{k}{N_H + N_B}. \quad (2)$$

Кроме того, В. М. Антуфьев указал на необходимость учета потерь напора на входе в трубные пучки и выходе из них.

В зависимости от требований, предъявляемых к теплообменнику, методический подход В. М. Антуфьева уточняется и дополняется исследователями. В научных работах Опытного конструкторского бюро машиностроения им. И. И. Африкантова (Россия) для оценки эффективности теплообменных поверхностей тепловыделяющих сборок высокотемпературного газоохлаждаемого атомного реактора энергетический коэффициент определяется с учетом объема теплообменного аппарата. [4]

Для сравнения полученных величин энергетических коэффициентов используется относительный энергетический коэффициент \bar{E} , представляющий собой отношение энергетических коэффициентов интенсифицированного E и гладкостенного E_g (эталонного) пучка труб [2]:

$$\bar{E} = \frac{E}{E_g}. \quad (3)$$

В табл. 2 представлены результаты расчетов коэффициента теплоэнергетической эффективности E с помощью описанного выше метода В. М. Антуфьева, а также с помощью предлагаемого нами способа расчета энергетического коэффициента E_k , основанного на методе В. М. Антуфьева, но учитывающего полное гидравлическое сопротивление теплообменника. Значения относительного энергетического коэффициента этого теплообменника, рассчитанные по стандартной методике (без учета коллекторов \bar{E}_1), с учетом коллекторов \bar{E}_2 и оптимального (поперечного) обтекания гладкотрубного пучка \bar{E}_3 , также представлены в табл. 2.

Т а б л и ц а 2. Энергетическая эффективность теплообменника

Тип теплообменника	Энергетический коэффициент		Относительный энергетический коэффициент		
	по методу Антуфьева E	с учетом коллекторов E_k	\bar{E}_1	\bar{E}_2	\bar{E}_3
Гладкотрубный, продольное обтекание	0,21	0,085	1	1	0,83
Интенсифицированный, продольное обтекание	0,31	0,106	1,48	1,25	1,04
Гладкотрубный, поперечное обтекание	0,26	0,102	1,24	1,2	1

Как показал анализ результатов расчета энергетических коэффициентов разработанного компактного газового теплообменного аппарата, определение теплоэнергетической эффективности интенсификаторов теплообмена компактных кожухотрубных теплообменников необходимо проводить с учетом сопротивления приемно-выводных устройств; теплогидравлические характеристики пучка с гладкими трубами, используемые при нахождении относительного энергетического коэффициента, целесообразно определять с учетом оптимальной для этого случая схемы тока.

Литература

1. Мартыненко О. Г., Бабенко В. А., Горбачев Н. М., Прокопович О. В. // Тез. докл. и сообщений: Матер. XIV Минского междунар. форума по тепло- и массообмену. Минск, 10–13 сент. 2012. Мн, 2012. Т. 2, ч. 1. С. 95–98.
2. Гортышев Ю. Ф., Олимпов В. В., Попов И. А. // Изв. РАН. Энергетика. 2002. № 3. С. 102–118.
3. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М.; Л., 1966.
4. Головки В. Ф., Дмитриева И. В., Кодочигов Н. Г., Бых О. А. // Теплоэнергетика. 2013. № 7. С. 58–64.

O. V. PROKOPOVICH

AN ESTIMATION OF EFFECTIVENESS OF HEAT TRANSFER INTENSIFICATION IN COMPACT SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER

Summary

We developed a new approach to definition efficiency on the example of the design of compact shell-and-tube heat exchanger in which the heat transfer intensification is achieved by turbulence of boundary layer with corrugated tubes. The novelty lay with loss account of pressure drop in inlet and outlet manifolds and choice of optimal current scheme at comparison of intensified heat exchanger with heat exchanger smoothed tubes.