

УДК 532.529.5

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ В ТРУБЧАТЫХ ТУРБУЛЕНТНЫХ АППАРАТАХ

Ф.Б. Шевляков¹, к.т.н., доцент

В.П. Захаров², д.х.н., профессор

¹Уфимский государственный нефтяной технический университет

²Башкирский государственный университет

г. Уфа

Малогобаритные трубчатые турбулентные аппараты применяются для осуществления быстрых экзотермических реакций и массообменных процессов [1, 2]. Такие аппараты позволяют регулировать тепловой режим за счет внешнего теплосъема [3], в частности за счет профилирования теплообменных поверхностей химических реакторов и теплообменников.

С целью изучения гидродинамической структуры движения реакционной смеси и хладагента в каналах трубчатых турбулентных аппаратов использовали распределение частиц потока по временам пребывания $\tau_{\text{пр}}$ в зоне теплообмена методом получения кривых отклика на импульсный ввод инертного индикатора [4]. Для моделирования теплопереноса при протекании быстрого экзотермического химического процесса при включении внешнего охлаждения использовали трубчатые турбулентные аппараты, выполненные по аналогии теплообменников типа «труба в трубе», с внутренним каналом цилиндрической и диффузор-конфузорной (рис. 1) конструкций длиной 1000 мм. В качестве теплоносителей использовали воду при различном способе движения потоков (прямоток, противоток). Измерение температуры воды на входе и выходе внутреннего и кольцевого каналов в аппаратах цилиндрической и диффузор-конфузорной конструкций проводилось ртутными термометрами (рис. 1).

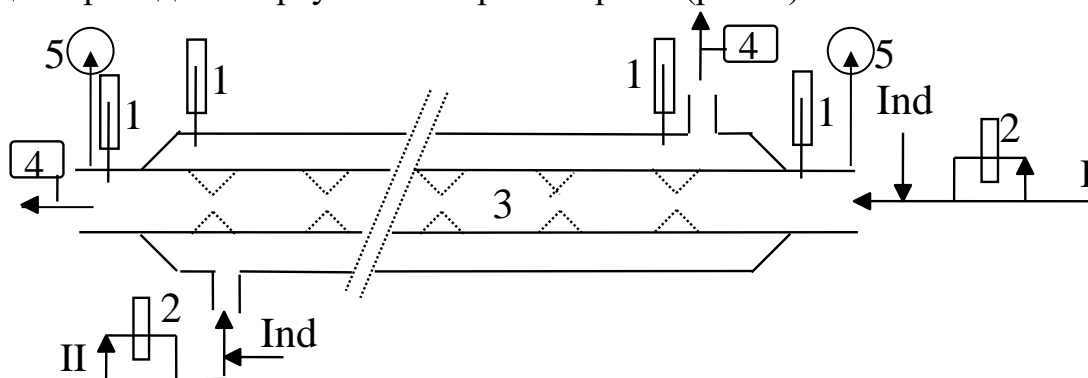


Рис. 1 – Схема экспериментальной установки для изучения конвективного теплообмена. 1 – термометр; 2 – ротаметр; 3 – трубчатый турбулентный аппарат цилиндрической (диффузор-конфузорной) конструкции с рубашкой; 4 – спектрофотокориметр; 5 – манометр; Ind – место ввода индикатора; I – внутренний поток; II – кольцевой поток

Увеличение коэффициента сопротивления при течении жидкостного потока в аппарате диффузор-конфузорного типа приводит к росту эффективности теплопередачи через стенку как при нагревании, так и при охлаждении. В частности, при сравнимых временах пребывания потока $\tau_{пр}$ во внутреннем диффузор-конфузорном и цилиндрическом каналах в первом случае перепад температуры по длине аппарата $\Delta T_{наг}$ в 1,5 ÷ 1,7 раза выше. В то же время для достижения одного и того же значения $\Delta T_{наг}$ время пребывания жидких потоков в диффузор-конфузорном канале в 1,8 раза меньше по сравнению с цилиндрическим аппаратом. Это определяет возможность снижения $\tau_{пр}$ и, как следствие, вероятность протекания побочных реакций при реализации быстрых экзотермических химических процессов в трубчатых турбулентных аппаратах диффузор-конфузорной конструкции. Ввиду того, что тепловой поток Q при сравнимых перепадах температур на концах аппаратов $\Delta T_{наг}$ в диффузор-конфузорном канале в 1,4 раза выше, в этом случае возможно увеличение расхода нагреваемого потока (производительность аппарата) в 1,3 ÷ 1,4 раза.

Исходное уравнение теплового баланса согласно экспериментальным данным принимает вид:

$$Q = G_1 c_1 \Delta T_{охл} = G_2 c_2 \Delta T_{нагр} . \quad (1)$$

Полученные значения теплового потока Q позволили найти коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{Q}{F \tau \Delta t} \quad (2)$$

(для диффузор-конфузорного канала $F = 0,044 \text{ м}^2$, для цилиндрического $F = 0,05 \text{ м}^2$).

При прямотоке теплоносителей средний температурный напор представляет собой среднюю логарифмическую разность температур

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{н} - \Delta t_{к}}{\ln \frac{\Delta t_{н}}{\Delta t_{к}}} , \quad (3)$$

при противотоке
$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{б}}{\Delta t_{м}}} . \quad (4)$$

Коэффициент теплопередачи, рассчитанный по тепловому потоку, сравнивали с результатами расчета по критериальным моделям. Для внутреннего цилиндрического канала теплообменного устройства типа «труба в трубе»

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} . \quad (5)$$

Движение в кольцевом канале с диаметром внутренней трубы d и внутренний диаметр наружной трубы D

$$Nu = 0,0023Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{D}{d}\right)^{0,45} \quad (6)$$

Для кольцевого сечения с диаметром большой трубы D и наружным диаметром меньшей трубы d рассчитывается эквивалентный диаметр $d_3 = D - d$. По критерию Нуссельта $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ рассчитывался коэффициент теплоотдачи α , который подставляли в уравнение

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{0,5(d_H - d_B)}{\lambda}} \quad (7)$$

Расхождение данных для коэффициента теплопередачи полученных экспериментально и расчетным путем составило 13 – 18%.

Расчеты показали, что в реакторе диффузор-конфузорного типа коэффициент теплопередачи в 1,4 ÷ 1,7 раза выше по сравнению с цилиндрическим каналом, причем эффективность теплопередачи цилиндрического аппарата несколько падает в переходной области ($Re = (4 \div 10)10^3$) (рис. 2).

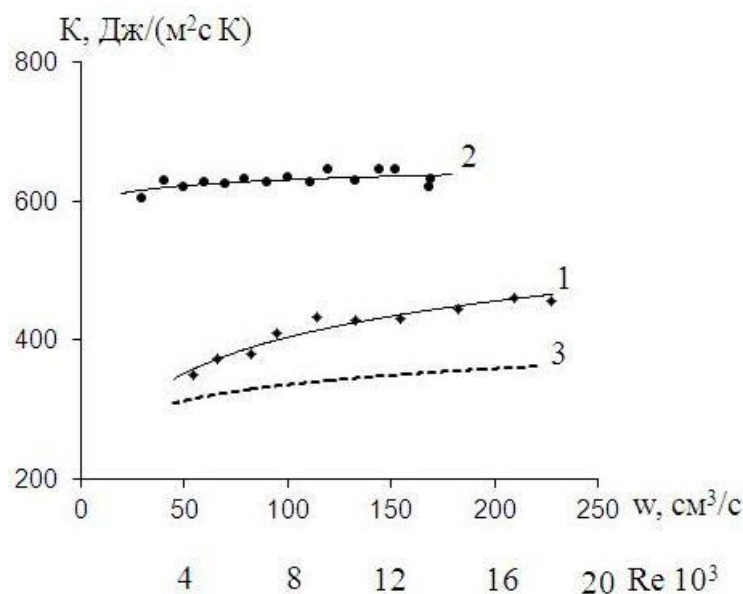


Рис. 2 – Зависимость коэффициента теплопередачи K от объемного расхода w внутреннего потока и критерия Рейнольдса Re в цилиндрическом (1), диффузор-конфузорном (2) каналах и (3) – рассчитанная для цилиндрического канала.

Установлено, что эффективность внешнего теплосъема коррелирует со структурой потока реакционной смеси и хладагента, в частности, коэффициентом продольного перемешивания, определяемого методом решения задач кривых отклика на импульсный ввод индикатора.

Экспериментальные результаты показали, что реактор диффузор-конфузорного типа характеризуется значениями критерия Боденштейна $Bo = 25 \div 45$ (высокий коэффициент продольного перемешивания $E = (14 \div 40)10^{-3}$

м²/с), чему соответствует коэффициент теплопередачи ($K = 600 \div 650$ Дж/(м²с·К). Кроме того, ввиду высокого коэффициента продольного перемешивания (турбулентности) в диффузор-конфузорном канале возможно формирование квазиизотермического режима, определяющего эффективность внешнего теплосъема. Цилиндрическая конструкция трубчатого аппарата характеризуется относительно высокими значениями критерия $Bo = 60 \div 100$ (низкая скорость продольного перемешивания $E = (2 \div 10)10^{-3}$ м²/с) и, как следствие, сравнительно низкой эффективностью теплообмена ($K = 350 \div 460$ Дж/м²с·К). Таким образом, коэффициент теплопередачи (теплоотдачи), коррелирует со структурой потока теплоносителя, которая характеризуется критерием Bo .

Проведена экспериментальная оценка характера структуры потока хладагента в кольцевых каналах трубчатых турбулентных аппаратов. До объемного расхода потока $w_k \approx 110$ см³/с структуры потоков в кольцевых каналах цилиндрического и диффузор-конфузорного аппаратов практически совпадают ($Bo \approx 80$). При $w_k > 110$ см³/с в диффузор-конфузорном аппарате наблюдается снижение критерия Bo , что определяется ростом скорости продольного перемешивания и увеличение критерия Bo в цилиндрическом канале.

Для увеличения коэффициента теплоотдачи потока α_2 (хладагента) в кольцевом канале диффузор-конфузорного аппарата и, как следствие, эффективности теплообмена, целесообразно увеличивать объемный расход потока w_k , особенно когда $\alpha_2 < \alpha_1$, ибо $K \approx \alpha_2$. Трубчатый турбулентный аппарат с цилиндрическим каналом, наоборот, нецелесообразно эксплуатировать при высоких объемных расходах теплоносителя в кольцевом канале.

Список литературы:

1. Берлин, А. А., Новые унифицированные энерго- и ресурсосберегающие высокопроизводительные технологии повышенной экологической чистоты на основе трубчатых турбулентных реакторов / А. А. Берлин, К. С. Минскер, К. М. Дюмаев. – М.: НИИТЭХИМ, 1996. – 188 с.
2. Минскер К. С. Трубчатые турбулентные реакторы вытеснения – новый тип промышленных аппаратов / К. С. Минскер, В. П. Захаров, А. А. Берлин // Теор. основы хим. технол. – 2001. – Т. 35, № 2. – С. 172-177.
3. Минскер К. С. Регулирование теплового режима при проведении быстрых экзотермических жидкофазных процессов / К. С. Минскер, В. П. Малинская, В. П. Захаров, А. А. Берлин // Журн. прикл. химии. – 2000. – Т. 73, № 9. – С. 1505-1510.
4. Torres, A. P. Residence time distribution of liquids in a continuous tubular thermal processing system. Part I: Relating RTD to processing conditions / A. P. Torres, F. A. R. Oliveara, S. P. Fortuna // Journal of Food Engineering. – 1998. – Vol. 35, № 2. – P. 147-163.