

$$\mu_{VT} = \mu_{VTK} \equiv \frac{V_T}{V_K} \quad (12)$$

где μ_{VTK} – объёмная концентрация тел V_T , отнесенная к объёму камеры V_K .

Если загрузка состоит из тел и материала, скорость хаотического движения частиц материала в первом приближении может быть принята равной скорости тел; динамическим давлением, создаваемым материалом, можно пренебречь.

Диссипация энергии в загрузке определяется по формуле:

$$N = K_4 \frac{mc^2}{2} \varpi_{T_V}^{(1)}(c) \quad (13)$$

С увеличением концентрации материала при неизменной концентрации тел k_4 увеличивается, а средняя скорость тел уменьшается. Вследствие этого при определенной концентрации материала мощность, поглощаемая загрузкой, достигает максимума.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ходаков, Г.С. Физика измельчения / Г.С. Ходаков. – М.: Наука, 1972. – 278 с.
2. Мякишев, К.Г. Вибрационная мельница-активатор механохимических реакций / К.Г. Мякишев, В.В. Волков. – Новосибирск: ИНХ, 1989. – 42 с.
3. Аввакумов, Е.Г. Механические методы активации химических процессов / Е.Г. Аввакумов. – Новосибирск: Наука, 1986. – 304 с.

УДК 621.565.942/944

Сухоцкий А.Б.

(Белорусский государственный технологический университет)

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В нефтегазовой промышленности нашли применение теплообменные аппараты (ТА) пластинчатого типа [1], представляющие собой пакет гофрированных пластин, между которыми, чередуясь, движутся теплоносители. К важнейшим конструктивным особенностям, влияющим на интенсивность теплообмена, относится профиль пластины. Для потребителей теплотехнического оборудования наличие разнообразных сложных форм и размеров поверхности теплообмена в пластинчатых

аппаратах делает актуальной задачей объективного сравнения конструкций различных производителей ТА одинакового назначения.

Совершенство ТА при вынужденном движении рабочих сред характеризует соотношение теплоты Q , переданной в аппарате, и затрат мощности N на преодоление гидравлических сопротивлений в каналах аппарата. М. В. Кирпичёвым введено понятие энергетического коэффициента [2]:

$$E = Q / N \quad (1)$$

Однако в таком виде методика оценки эффективности не получила широкого применения из-за неоднозначности коэффициента E в зависимости от принятых скоростей рабочих сред, соотношений коэффициентов теплоотдачи, температур и других факторов. Дальнейшее развитие методики оценки на основе энергетического коэффициента выполнено В.М. Антуфьевым с использованием удельных показателей для определения теплосъема и энергозатрат [3]:

$$E_0 = \frac{\alpha}{N_0} \quad (2)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² °С); $N_0 = \Delta p \cdot v \cdot f / F$ – удельные энергозатраты, Вт/м², F – площадь поверхности теплообмена, м²; Δt – температурный напор между поверхностью теплообмена и средой, °С; Δp – потери давления при движении среды, Па; v – скорость теплоносителя в канале, м/с; f – проходное сечение канала, м².

В такой записи энергетический коэффициент характеризует количество теплоты, переданной при разности температур между поверхностью теплообмена и средой в 1°С, при затратах энергии в 1 Вт на движение рабочей среды при обтекании 1 м² поверхности теплообмена. Коэффициент E_0 определяет теплоэнергетическую эффективность поверхности теплообмена конкретной конструкции и отражает уровень оптимизации внутренних параметров канала со стороны одного из теплоносителей, но не выражает эффективность ТА в целом.

В работе [4] предложено учесть эффективность интенсификации на сложных формах поверхности пластинчатых ТА зависимостью:

$$E_0 = \alpha / N_0^m \quad (3)$$

Отражающей отношением коэффициента теплоотдачи α к удельным энергозатратам на преодоление гидравлических сопротивлений N_0 в степени m , которая определяется для каждой новой формы поверхности экспериментально. Введение в зависимость степени не является

принципиальным, так как энергетический коэффициент является сравнительным относительным параметром, который выражает отношение двух разных типов энергии – тепловой и механической.

В работе [4] выполнено сравнение эффективности внутренних параметров различных конструкций сетчато-поточных пластин пластинчатого теплообменника в эталонных условиях по энергетическому коэффициенту (3). Однако данное выражение позволяет оценить энергетическую эффективность пластинчатого теплообменника в целом, только при условии равенства расходов греющего и нагреваемого теплоносителя.

Совместное решение уравнений гидродинамики и теплоотдачи позволяет получить выражение для пластинчатого ТА:

$$E_0 = \frac{\alpha}{N_0^m} = \lambda \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot (\rho \cdot v^3)^{-\frac{n}{3-p}} \cdot C \cdot \left(\frac{4F}{f \cdot L \cdot A} \right)^{\frac{n}{3-p}} \cdot d_3^{\frac{4n+p-3}{3-p}} \quad (4)$$

где $m = n / (3 - p)$, ζ – коэффициент общего гидравлического сопротивления канала; L – длина канала, м; d_3 – эквивалентный диаметр канала, м; ρ – плотность рабочей среды, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м К); ν – кинематическая вязкость, м²/с; v – скорость рабочей среды в каналах, м/с; A , C , n , p – коэффициент, характеризующий влияние внутренних параметров на гидродинамику и теплообмен потока в каналах сложной формы, определяемые по опытным данным.

В уравнении (4) комплекс $\lambda \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot (\rho \cdot v^3)^{-\frac{n}{3-p}}$ определяет влияние физических свойств теплоносителя на эффективность теплообмена. Рассмотрим влияние физических свойств теплоносителя (воды) на примере каналов теплообменника, составленных из двух типов сетчато-поточных пластин с одинаковыми площадью теплообмена $F = 0,446$ м² и геометрией гофр $d_3 = 0,0046$ м, $f = 0,00052$ м², $L = 0,693$ м (рис. 1). В пластинах разные углы расхождения гофр φ к вертикальной оси (90 и 120°), что приводит к возможности составления из них трех типов каналов (жесткий, средний и мягкий) с различными теплогидравлическими коэффициентами.

Зависимость энергетического коэффициента от температуры воды представлена на рис. 1, а. Как видно при увеличении температуры воды от 20 до 100°С энергетический коэффициент повышается в 1,23–1,32 раза, что обусловлено, прежде всего, снижением вязкости воды и, соответственно, уменьшением гидравлических потерь в каналах.

Для сравнительной оценки эффективности готовых конструкций пластинчатых ТА рассмотрим коэффициент теплопередачи (удельную интенсивность теплового процесса):

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1} \quad (5)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи греющего и нагреваемого теплоносителя, Вт/(м² К); $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала трубы, Вт/(м К); $\delta_{ст}$ – толщина стенки пластины, м.

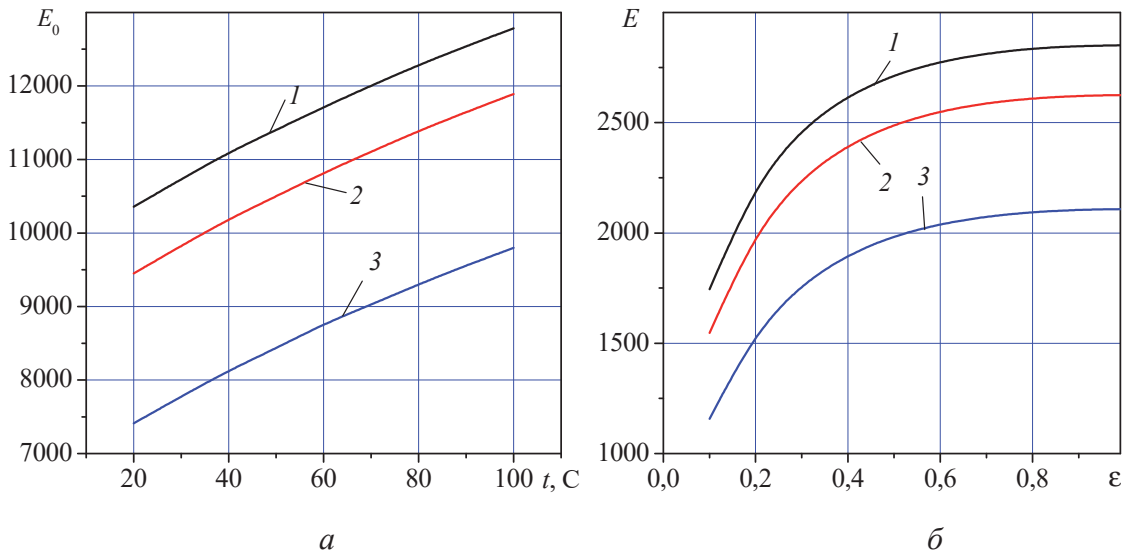


Рисунок 1 – Зависимости энергетических коэффициентов от температуры t и отношения расходов теплоносителей ϵ для различных типов канала
 1 – жесткий, 2 – средний, 3 – мягкий

При чистой поверхности теплообмена величиной термического сопротивления тонкой металлической стенки можно пренебречь.

Тогда с учетом параметров обоих теплоносителей выражение для определения коэффициента энергетической эффективности примет вид:

$$E = C \cdot \lambda \cdot \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{4F}{f \cdot L \cdot A \cdot \rho} \right)^{\frac{n}{3-p}} \cdot d_9^{\frac{4n+p-3}{3-p}} \cdot \nu^{\frac{-3n}{3-p}} (2 + \epsilon^n + \epsilon^{-n})^{-1} \quad (6)$$

Зависимость энергетического коэффициента в эталонном режиме (свойства воды приняты при средней температуре 50°C) от отношения расходов теплоносителей представлена на рис. 1, б. Как и следовало ожидать, неравномерность тепло-гидравлических показателей приводит к снижению энергетической эффективности ТА. Однако существенное уменьшение энергетического коэффициента (более 5%) происходит только при различии в расходах больше 50%. Причем уменьшение значительнее при более высоком показателе степени n .

ЛИТЕРАТУРА

1. Барановский, Н.В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н.В. Барановский, Л.М. Коваленко, А.Р. Ястребенецкий. – М., «Машиностроение», 1973. – 288 с.
2. Кирпичев, М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности теплообмена / М.В. Кирпичев // Известия ЭНИН. – 1944. – т. 12. – С. 10–15.
3. Антуфьев, В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В.М. Антуфьев. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 130 с.
4. Тарадай, А.М. К вопросу оценки теплоэнергетической эффективности теплообменников, применяемых в муниципальной теплоэнергетике / А.М. Тарадай, Л.М. Коваленко, Е.П. Гурин // Новости теплоснабжения. 2003. – №6 (34).

УДК 622.013:005.71:001.895 (476.1)

Прушак В.Я.

(ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством»)

ЗАО «СОЛИГОРСКИЙ ИНСТИТУТ ПРОБЛЕМ РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ С ОПЫТНЫМ ПРОИЗВОДСТВОМ» – ГОРДОСТЬ ГОРНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ БЕЛАРУСИ

Образованное в 1991 году предприятие ЗАО «Солигорский Институт проблем ресурсосбережения с Опытным производством» является крупным научно-производственным центром горного машиностроения и геотехнологии, располагающим собственной исследовательской, экспериментальной и производственной базой, включающей механосборочные цехи. Предприятие является ведущим национальным разработчиком и поставщиком более 250 наименований импортозамещающего горнодобывающего, обогатительного, подъемно-транспортного, бурового и специального оборудования, а также морских терминалов по перевалке крупнотоннажных сыпучих грузов.

С 2012 года предприятие аккредитовано в качестве научной организации. В настоящее время на предприятии работает более 1500 высококвалифицированных специалистов и рабочих, в том числе 3 доктора технических наук, 9 кандидатов технических наук, 6 лауреатов Государственной премии Республики Беларусь в области науки и техники, 119 исследователей, выполняющих научные и конструкторско-технологические разработки.