

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ПРИ ОГРАНИЧЕНИЯХ НА ЕГО СТОИМОСТЬ

В большинстве случаев расчет пластинчатого теплообменника это всегда компромисс между поверхностью необходимой по условиям теплообмена и поверхностью, обеспечивающей удовлетворение условий по потерям давления, между капитальными затратами на приобретение аппарата и эксплуатационными издержками в процессе работы. Пластинчатые теплообменники все шире внедряются во все отрасли производства и, поэтому задача оптимального расчета пластинчатых теплообменных аппаратов при различных ограничениях приобретает все большую актуальность.

Полученное в работах [1,2] аналитическое соотношение для определения оптимальной величины допустимых потерь давления при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата, исходя из критерия минимума приведенных затрат, предполагает, что величина пакета пластин теплообменника определяется потерями давления по одному из теплоносителей. Однако в некоторых случаях, рассчитанный исходя из этих предпосылок теплообменник, не выполняет своей функции по тепловой нагрузке. В такой ситуации необходимо увеличивать пакет пластин (теплопередающую поверхность) в аппарате пока не будет выполнено условие по тепловой нагрузке.

В условиях ограниченности ресурсов особенно остро встает вопрос выбора наиболее эффективных инвестиционных вложений. В этом смысле все чаще при решении задачи модернизации производства доминирующим вопросом становится вопрос о капитальных затратах. Зачастую при проведении проектирования или модернизации теплообменного узла существуют жесткие финансовые ограничения на стоимость оборудования. Иными словами инвестором или собственником заранее оговаривается стоимость приобретаемого оборудования, в частности, теплообменников, превысить которую нельзя. В таком случае существует неопределенность при проектировании, связанная с определением допустимых потерь давления в аппарате, которая может в значительной мере определять типоразмер аппарата и площадь теплообменной поверхности. Фактически необходимо подобрать теплообменник (систему теплообменников) не превышающий заданной стоимости, обеспечивающий выполнение заданной функции и минимум эксплуатационных затрат.

Рассмотрим одноходовый противоточный аппарат с симметричной компоновкой пакета. Капитальные затраты на теплообменник представим в виде

$$C_{he} = (C_{frame} + C_{pl} \cdot n_{pl}) \cdot k_{vat} \cdot k_{inst} = [C_{frame} + C_{pl} \cdot (2 \cdot m_{ch} + 1)] \cdot k_{vat} \cdot k_{inst} \leq [C_{he}], \quad (1)$$

где C_{frame} – стоимость рамы пластинчатого аппарата, включающая в себя стоимость неподвижной и подвижной плит, несущей и опорной балок, комплекта стяжных болтов и другие принадлежности; C_{pl} – стоимость одной пластины (с прокладкой) данного типоразмера, установленной в аппарате; $[C_{he}]$ – предельно допустимая стоимость теплообменного аппарата; n_{pl} – число пластин в аппарате; m_{ch} – число каналов по греющей или нагреваемой стороне; $k_{vat} = 1,2$ – налог на добавленную стоимость (20 %); $k_{inst} = 1,15$ – коэффициент, учитывающий доставку, установку, обвязку и пуск аппарата. В общем случае стоимость рамы теплообменника C_{frame} зависит от количества пластин, так как чем больше пластин, тем длиннее несущая и опорная балка, стяжные болты, однако этой разницей в стоимости будем пренебрегать, ориентируясь на некоторую среднюю величину.

Из соотношения (1) число каналов в теплообменнике должно быть не более

$$m_{ch} \leq \frac{[C_{he}] - k_{vat} \cdot k_{inst} \cdot (C_{frame} + C_{pl})}{2 \cdot C_{pl} \cdot k_{vat} \cdot k_{inst}}$$

Скорость теплоносителей по греющей w_h и нагреваемой стороне w_c в каналах теплообменника определяется соотношениями:

$$w_h = \frac{V_h}{m_{ch} \cdot f_{ch}}, \quad w_c = \frac{V_c}{m_{ch} \cdot f_{ch}}, \quad (2)$$

где V_h, V_c – объемный расход греющего и нагреваемого теплоносителей, м³/с; f_{ch} – площадь проходного сечения канала, м²; здесь и далее индекс h относится к греющему (горячему) теплоносителю, индекс c к нагреваемому (холодному). Увеличение числа пластин (каналов m_{ch}) в теплообменнике приводит к снижению скорости теплоносителей в каналах, что снижает коэффициент теплоотдачи аппарата K . Однако за счет прямого увеличения теплопередающей поверхности $F = 2 \cdot m_{ch} \cdot f_{pl}$, где f_{pl} – площадь теплопередающей поверхности пластины, в уравнении теплопередачи $Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{ln}$, общее количество переданного тепла растет.

С точки зрения годовых приведенных затрат с увеличением числа пластин в пакете составляющая капитальных затрат растет, а эксплуатационных уменьшается, так как уменьшение потерь давления снижает затраты на прокачивание теплоносителей через теплообменник.

Число Нуссельта для обоих теплоносителей можно записать в виде [3]

$$Nu_h = A \cdot Re_h^n \cdot Pr_h^{n_1} \cdot (\mu_h / \mu_w)^{n_2}, \quad Nu_c = A \cdot Re_c^n \cdot Pr_c^{n_1} \cdot (\mu_c / \mu_w)^{n_2}, \quad (3)$$

где Re, Pr – числа Рейнольдса и Прандтля; μ, μ_w – коэффициент динамической вязкости при средней температуре теплоносителя и коэффициент динамической вязкости теплоносителя при средней температуре стенки пластины; A, n, n_1, n_2 – постоянные коэффициенты. Чаще всего принимают значение $n_1 = 0,43; n_2 = 0,14$, постоянные A и n зависят от угла гофрировки, высоты и шага гофры пластин [4].

Используя число Нуссельта (3) и выражения для скорости теплоносителей (2), для коэффициентов теплоотдачи α_h и α_c получим

$$\alpha_h = A \cdot \left(\frac{V_h \cdot d_{ekv}}{m_{ch} \cdot f_{ch} \cdot \nu_h} \right)^n \cdot Pr_h^{n_1} \cdot (\mu_h / \mu_w)^{n_2} \cdot \frac{\lambda_h}{d_{ekv}}, \quad \alpha_c = A \cdot \left(\frac{V_c \cdot d_{ekv}}{m_{ch} \cdot f_{ch} \cdot \nu_c} \right)^n \cdot Pr_c^{n_1} \cdot (\mu_c / \mu_w)^{n_2} \cdot \frac{\lambda_c}{d_{ekv}},$$

где λ – удельная теплопроводность теплоносителя; d_{ekv} – эквивалентный диаметр, примерно равный удвоенной высоте гофры; ν – коэффициент кинематической вязкости при средней температуре теплоносителя.

Коэффициент теплопередачи K традиционно записывается в виде

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_c}},$$

где λ_{pl} – удельная теплопроводность материала пластины; δ – толщина пластины; загрязнение поверхности пластин не учитывается.

Подставим все величины в уравнение теплового баланса и получим

$$Q \geq \frac{2 \cdot m_{ch} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{\frac{1}{A \cdot \left(\frac{V_h \cdot d_{ekv}}{m_{ch} \cdot f_{ch} \cdot \nu_h} \right)^n \cdot Pr_h^{n_1} \cdot (\mu_h / \mu_w)^{n_2} \cdot \frac{\lambda_h}{d_{ekv}}} + \frac{\delta}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{A \cdot \left(\frac{V_c \cdot d_{ekv}}{m_{ch} \cdot f_{ch} \cdot \nu_c} \right)^n \cdot Pr_c^{n_1} \cdot (\mu_c / \mu_w)^{n_2} \cdot \frac{\lambda_c}{d_{ekv}}}}. \quad (4)$$

Таким образом, если после подстановки в (4) числа каналов m_{ch} из равенства (1) неравенство (4) выполняется, то для теплообменника выполняется основная функция по передаче тепла, и он может быть установлен. Если неравенство (4) не выполняется. То такой теплообменник не обеспечивает своих функций по нагреву или охлаждению, и число каналов (пластин) должно быть увеличено, и, как следствие,

возрастает его стоимость. Фактически, задавая предполагаемую стоимость аппарата, мы задаем число каналов (пластин) и проверяем аппарат на работоспособность.

Другим не менее важным условием при расчете теплообменного аппарата является выполнение ограничений по потерям давления теплоносителями, проходящими через теплообменник. Потери давления по теплоносителю Δp , Па, в пакете пластин рассчитываются из соотношения

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \leq [\Delta p],$$

где ρ – средняя плотность теплоносителя, кг/м³; l_{pr} – приведенная длина пластины, м, равная отношению площади теплопередающей поверхности пластины f_{pl} к ее ширине b . Величина ζ – коэффициент гидравлического трения, являющийся функцией геометрических параметров пластины (гофрировки), который рассчитывается по формуле $\zeta = B \cdot Re^{-m}$, где B, m – постоянные.

Общие потери давления в теплообменнике складываются из потерь давления в присоединениях, коллекторе и аппарате. Они обычно представляются в виде

$$\Delta p_{all} = \Delta p + \Delta p_p,$$

где Δp_p – потери давления, Па, в присоединениях и коллекторе аппарата, которые рассчитываются по формуле

$$\Delta p_p = \zeta_p \cdot \frac{\rho w_p^2}{2},$$

где w_p – скорость теплоносителя в коллекторе и присоединениях теплообменника, м/с; ζ_p – коэффициент гидравлического сопротивления в коллекторе и присоединениях, в большинстве литературных источников эту величину рекомендуется принимать $\zeta_p = 1,5$.

В качестве примера демонстрирующей предложенную методику рассмотрим расчет пластинчатого подогревателя сахарного сока перед выпариванием, с использованием в качестве греющего теплоносителя конденсата. Исходные данные для расчета принимались следующими: $G_c = 300000$ кг/ч сока, $t_{11} = 112$ °C, $t_{12} = 92$ °C, $t_{21} = 88$ °C, $t_{22} = 94$ °C.

Примем к установке теплообменник марки M15M производства фирмы «Альфа Лаваль» с геометрическими параметрами: высота гофры, – 4,0 мм; ширина пластины – 0,45 м; эквивалентный диаметр – 8 мм; площадь пластины – 0,62 м²; площадь канала – $1,8 \cdot 10^{-3}$ м²; приведенная длина – 1,244 м. Значения коэффициентов $A = 0,1$; $n = 0,72$; $B = 1,632$ и $m = 0,11$ [2].

Значения расчетных теплофизических и гидравлических величин: коэффициенты динамической вязкости – $\mu_h = 0,2865 \cdot 10^{-3}$ и $\mu_c = 0,7174 \cdot 10^{-3}$ кг/(м·с); средняя плотность – $\rho_h = 959,9$ и $\rho_c = 1035$ кг/м³; объемный расход – $V_h = 0,0245$ и $V_c = 0,0805$ м³/с.

Стоимость теплообменника вычисляется по линейной зависимости (1). Для пластинчатого теплообменника марки M15M производства «Альфа Лаваль», используя прайс-листы этой фирмы, для количества пластин $20 \leq n \leq 200$ были получены следующие значения коэффициентов: $C_{frame} = 5968,7$ € и $C_{pl} = 87,62$ €. Величины получены без учета НДС, доставки и обвязки аппарата.

Минимальная стоимость C_{he} с учетом всех налогов и коэффициентов из соотношения (1), для которой выполняется неравенство (4), равна 18300 €. При этом число каналов $m_{ch} = 42$, число пластин – 83 (рис. 1). Дальнейшее увеличение стоимости теплообменника приводит к уменьшению потерь давления по сторонам холодного и горячего теплоносителя. Последнее обстоятельство позволяет снизить расходы на насосное оборудование и электроэнергию на прокачивание теплоносителей через теплообменник. В данном конкретном примере существует минимальное значение потерь давления по стороне холодного теплоносителя, которое обеспечивает рекомендуемое значение касательного напряжения на стенке пластин, о чем подробно изложено в работе [1].

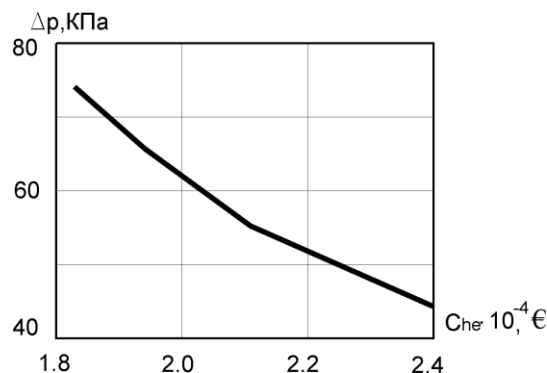


Рисунок 1 – Зависимость потерь давления по стороне нагреваемого теплоносителя от предполагаемой стоимости теплообменного аппарата

Выводы. Таким образом, получено соотношение для определения тепловой работоспособности и потерь давления на прокачивание теплоносителей при заданных ограничениях на стоимость теплообменного аппарата. Эффективность полученного решения продемонстрирована на расчете подогревателя очищенного сахарного сока перед выпариванием.

Литература

1. Арсеньева О.П., Демирский А.В., Хавин Г.Л. Один подход к расчету оптимального пластинчатого теплообменника // Пробл. машиностроения, 2011.– №1.– С. 37–46.
2. Арсеньева О.П., Демирский А.В., Хавин Г.Л. Выбор оптимальных параметров двухступенчатых пластинчатых подогревателей // Интегрированные технологии и энергосбережение, 2011.– №1.– С. 95–103.
3. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении /Л. Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П.А. КАПУСТЕНКО, Г.Л. ХАВИН, О.П. АРСЕНЬЕВА. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2007.– 448 с.
4. Математическое моделирование и оптимизация разборных пластинчатых теплообменников / Арсеньева О.П., ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.А., ХАВИН Г.Л. // Интегрированные технологии и энергосбережение, 2009.– №2.– С. 17–25.

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейского сообщества в рамках проекта EU project FP7-SME-2010-1-262205-INHEAT.

УДК 66.045.01

Арсеньєва О.П., Бабак Т.Г., Демірський О.В., Хавін Г.Л.

ПРОЕКТУВАННЯ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛОБМІННИКА ПРИ ОБМЕЖЕННЯХ НА ЙОГО ВАРТІСТЬ

При проектуванні пластинчатого теплообмінника запропоновано аналітичний метод визначення теплової працездатності та втрат тиску в апараті при заданих обмеженнях на його вартість. Ефективність одержаного рішення продемонстровано при розрахунках підігрівача чистого цукрового соку перед випаровуванням.

Arsenyeva O., Babak T., Demirskyy A., Khavin G.

THE PLATE HEAT EXCHANGER DESIGN WITH COST CONSTRAINT OF IT

The analytical method to define of heat efficiency and pressure drop for design plate heat exchangers with cost constrains is proposed. The design of sugar juice heaters before evaporator system is demonstrated high effectiveness of this method.