

## К РАСЧЕТУ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Товажнянский Л.Л., д-р техн. наук, профессор  
 Арсеньева О.П., канд. техн. наук, доцент  
 Национальный технический университет «ХПИ»  
 Капустенко П.А., канд. техн. наук, профессор  
 Хавин Г.Л., канд. техн. наук, доцент  
 АО «Содружество-Т», г. Харьков

*Предложен полуаналитический метод определения числа каналов (пластин) при проектировании пластинчатого теплообменника. Допустимые потери давления вычисляются из выполнения условия минимума по критерию приведенных затрат. Число каналов в аппарате рассчитывается аналитически из условия удовлетворения максимально допустимым потерям давления по одному из теплоносителей, после чего проверяется выполнение условия по тепловой нагрузке. Эффективность полученного решения продемонстрирована на расчете подогревателя горячего водоснабжения при различных значениях допустимых потерь давления.*

*The semi-empirical method for estimation of channels (plates) number in plate heat exchangers is proposed. The allowable pressure losses are calculated at minimal input costs. The number of passes in one unit is calculated analytically from the satisfaction to the condition of maximal allowable pressure losses for the one of heat carriers, and after that the satisfaction of condition for heat load is proved. The efficiency of the obtained solution is demonstrated on case study of the heater calculation for hot water supply under the varying values of allowable pressure losses.*

**Ключевые слова:** пластинчатый теплообменник, потери давления, приведенные затраты.

**Введение.** Задача проектирования пластинчатого теплообменного аппарата представляет собой задачу определения площади теплопередающей поверхности, удовлетворяющей уравнению теплопередачи и теплового баланса при заданных расходах, температурном графике и потерях давления в теплообменнике. В большинстве случаев подбор пластинчатого теплообменника это всегда компромисс между поверхностью необходимой по условиям теплообмена и поверхностью, обеспечивающей удовлетворение условий по потерям давления. Учитывая, что пластинчатые теплообменники все шире внедряются во все отрасли производства и, особенно в коммунальное хозяйство, задача рационального расчета пластинчатых теплообменных аппаратов 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 предпосылки 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.

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.

Основная часть. Расчетные допущения в постановке задачи такие же, как и в работе [1]. Уравнение теплопередачи пластинчатого аппарата имеет вид

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{\ln}, \quad (1)$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка, Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи аппарата, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – теплопередающая поверхность, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\ln}$  – средний логарифмический температурный напор, °С.

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, м<sup>3</sup>/с;  $m_{ch}$  – число каналов по каждому теплоносителю;  $f_{ch}$  – площадь проходного сечения канала, м<sup>2</sup>; здесь и далее индекс  $h$  относится к греющему (горячему) теплоносителю, индекс  $c$  к нагреваемому (холодному). Увеличение числа пла-

стин (каналов  $m_{ch}$ ) в теплообменнике приводит к снижению скорости теплоносителей в каналах, что снижает коэффициент теплоотдачи аппарата К. Однако за счет прямого увеличения теплопередающей поверхности  $F = 2 \cdot m_{ch}$  в выражении (1) общее количество переданного тепла растёт.

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;  $\mu$ ,  $\mu_w$  – 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 значения  $n_1 = 0,43$ ;  $n_2 = 0,14$ , 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  $\alpha_h$  и  $\alpha_c$  получим

$$\alpha_h = A \cdot \left( \frac{V_h d_{ekv}}{m_{ch} f_{ch} v_h} \right)^n \cdot Pr_h^{n_1} \left( \frac{\mu_h}{\mu_w} \right)^{n_2} \frac{\lambda_h}{d_{ekv}},$$

$$\alpha_c = A \cdot \left( \frac{V_c d_{ekv}}{m_{ch} f_{ch} v_c} \right)^n \cdot Pr_c^{n_1} \left( \frac{\mu_c}{\mu_w} \right)^{n_2} \frac{\lambda_c}{d_{ekv}},$$

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

Коэффициент теплопередачи К традиционно записывается в виде

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

где  $\lambda_{pl}$  – удельная теплопроводность материала пластины;  $\delta$  – толщина пластины; загрязнение поверхности пластин не учитывается.

Подставим все величины в уравнение теплового баланса и получим

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

Таким образом, задача свелась к решению трансцендентного уравнения и определению числа каналов  $m_{ch}$ , обеспечивающего выполнение условий теплопередачи, т.е. выполнения неравенства (4).

Другим не менее важным условием при расчете теплообменного аппарата является выполнение ограничений по потерям давления теплоносителями, проходящими через теплообменник. Потери давления по теплоносителю  $\Delta p$ , 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  $\rho$  – средняя плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $l_{pr}$  – приведенная длина пластины, м, равная отношению площади теплопередающей поверхности пластины  $f_{pl}$  к ее ширине b. Величина  $\zeta$  – коэффициент гидравлического трения, являющийся функцией геометрических параметров пластины (гофрировки), который рассчитывается по формуле  $\zeta = B \cdot Re^{-m}$ , где B, m – постоянные. Учитывая требование максимального удовлетворения заданному перепаду давления в аппарате для скорости теплоносителя можно записать

$$w = \left[ \frac{[\Delta p]}{B \cdot \left( \frac{d_{ekv}}{v} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}}} \right]^{\frac{1}{2-m}}. \quad (5)$$

Учитывая (2) и (5) минимальное число каналов по греющему и нагреваемому теплоносителям из условия удовлетворения заданным допустимым потерям давления в аппарате примет вид

$$m_{chh} = trunc \left( \frac{V_h}{f_{ch}} \cdot \frac{[\Delta p_h]}{B \cdot \left( \frac{d_{ekv}}{v_h} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho_h \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}}} \right)^{\frac{1}{2-m}} + 1, \quad (6)$$

$$m_{chc} = trunc \left( \frac{V_c}{f_{ch}} \cdot \frac{[\Delta p_c]}{B \cdot \left( \frac{d_{ekv}}{v_c} \right)^{-m} \cdot \frac{\rho_c \cdot l_{pr}}{2 \cdot d_{ekv}}} \right)^{\frac{1}{2-m}} + 1.$$

Из двух значений соотношения (6),  $m_{chh}$  число каналов по греющему теплоносителю и  $m_{chc}$  выбирается большее, которое обеспечивает выполнение условий по потерям давления в аппарате по горячей и холодной стороне.

Таким образом, при определении числа каналов теплообменника по условию выполнения тепловой нагрузки (4), полученное значение должно быть проверено с величинами, рассчитанными из соотношения (6). И наоборот, найденные значения числа каналов из (6) должно быть проверено на выполнение условия (4). Из всех найденных значений числа каналов выбирается наибольшее.

В качестве примера демонстрирующей предложенную методику рассмотрим расчет пластинчатого подогревателя горячего водоснабжения мощностью  $Q=500$  кВт, на температурный график: входная температура греющей воды  $t_{11}=70^\circ\text{C}$ , выходная  $t_{12}=30^\circ\text{C}$ ; входная температура нагреваемой воды  $t_{21}=5^\circ\text{C}$ , выходная  $t_{22}=55^\circ\text{C}$ . Допустимые потери давления по обеим сторонам составляют не более 20 кПа. Параметры пластины принимались такими:  $d_{ekv}=0,006$  м;  $l_{pr}=0,666$  м;  $f_{ch}=0,63 \cdot 10^{-3}$  м;  $\delta=0,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $\lambda_{pl}=16$  Вт/(м·К). Значения коэффициентов в формулах:  $A=0,27$ ;  $B=4,55$ ;  $n=0,695$ ;  $m=0$ ;  $n_1=0,43$ ;  $n_2=0,14$  [4]. Расчетные величины, такие как средний логарифмический температурный напор  $\Delta t_{ln}=19,6^\circ\text{C}$ , объемный расход теплоносителей  $V_h=3 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с и  $V_c=2,4 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с.

В результате расчетов по формулам (6) получаем  $m_{chh}=18$ ,  $m_{chc}=14$  каналов и после проверки неравенства (4)  $m_{ch}=23$ . Следовательно, минимальное число каналов в теплообменнике для условий данного примера, определяется тепловой нагрузкой и принимается равным 23 канала или 47 пластин в теплообменнике. Если принять допустимые потери давления по сторонам, к примеру, 10 кПа, то из соотношения (6) получим  $m_{chh}=25$ ,  $m_{chc}=20$ . Откуда можно сделать вывод, что в этом случае величина пакета пластин определяется потерей давления по греющему теплоносителю.

Выводы. Получено соотношение для определения необходимого числа каналов (пластин) при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата, исходя из удовлетворения условий по тепловой нагрузке и допустимых потерь давления по греющей и нагреваемой сторонам. Эффективность полученного решения продемонстрирована на расчете подогревателя горячего водоснабжения при различных значениях допустимых потерь давления.

### Література

1. Арсеньева О.П., Демирский А.В., Хавин Г.Л. Один подход к расчету оптимального пластинчатого теплообменника // Пробл. машиностроения, 2011, т.13.– №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.