

УДК 66.045.01

Г. Л. Хавин, канд. техн. наукНациональный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
(г. Харьков, e-mail: gennadiy.khavin@mail.ru)**РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА
С КАНАЛАМИ РАЗНЫХ ТИПОВ В ОДНОМ АППАРАТЕ**

Получено соотношение для определения необходимого количества каналов (пластин) при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата с каналами разного типа в пакете пластин. Исходя из удовлетворения условиям по тепловой нагрузке и допустимых потерь давления по греющей или нагреваемой стороне, получено трансцендентное уравнение для определения величин расхода теплоносителей в каналах разных типов. После численного решения уравнения, исходя из значений расходов, определяют число каналов с различной гофрировкой пластин. Достоверность и эффективность полученного решения продемонстрирована на расчете подогревателя горячего водоснабжения производства фирмы «Альфа Лаваль».

Одержано співвідношення для визначення необхідної кількості каналів (пластин) під час проектування пластинчастого теплообмінного апарата з каналами різного типу у пакеті пластин. Виходячи із задоволення умов відносно теплового навантаження та припустимих втрат тиску за сторонами, що гріються або нагріваються, одержано трансцендентне рівняння щодо визначення величини витрат теплоносіїв у каналах різних типів. Після числового розв'язання рівняння, виходячи із значень витрат, визначають число каналів з різним гофруванням пластин. Вірогідність та ефективність одержаного розв'язку продемонстровано на розрахунку підігрівника гарячого водопостачання виробництва фірми «Альфа Лаваль».

Введение

Существующая тенденция модернизации теплообменного оборудования различных производств в основном заключается в замене кожухотрубчатых аппаратов на пластинчатые. Последнее обстоятельство требует достоверных и экономически обоснованных методов расчета пластинчатых теплообменников для различных приложений. Такой подход предполагает дальнейшее развитие методов проектирования, усовершенствования математических моделей, постановку и решение задачи оптимизации работы аппарата. Кроме компоновки пакета пластинчатого теплообменника с одинаковой гофрировкой пластин зачастую очень эффективным для образования каналов является применение пластин с различным углом наклона гофры. Такой подход позволяет более полно использовать располагаемый перепад давления на протекание теплоносителей через пакет пластин, что позволяет в большинстве случаев ограничиться одноходовыми аппаратами с меньшей площадью теплопередающей поверхности.

Для расчета пакета пластин с каналами различной геометрической конфигурации существует методика, основанная на использовании метода ε -NTU [1], который оперирует с величинами, характерными для зарубежной методики расчета. Фактически, после появления этой методики, работы по созданию расчетных методов альтернативных или модернизирующих метод ε -NTU для каналов различной геометрической конфигурации больше не велись.

Целью настоящей работы является создание метода расчета пластинчатых теплообменников с каналами различной геометрической конфигурации, альтернативной методу ε -NTU, основанный на использовании значения средней логарифмической разности темпера-

тур. Предложен подход к расчету пластинчатого аппарата с каналами разных типов, основанный на представлении такого аппарата в виде двух отдельных одноходовых теплообменников, работающих параллельно.

Основная часть

Рассмотрим одноходовой теплообменник, имеющий две группы каналов различной геометрической формы (гофрировки). Будем считать каждую группу каналов одной геометрической формы отдельным теплообменником, например теплообменник 1 и 2. Условия функционирования всех каналов одинаковы, они работают параллельно, кроме двух крайних (по одному в каждом аппарате), расположенных на границе. Влияние этих каналов незначительно, поэтому будем считать, что все они работают в равных условиях.

Уравнение теплопередачи для двух пластинчатых аппаратов, установленных параллельно, имеет вид

$$Q = Q_1 + Q_2 \leq K_1 \cdot F_1 \cdot \Delta t_{ln} + K_2 \cdot F_2 \cdot \Delta t_{ln}, \quad (1)$$

где Q – общая тепловая нагрузка двух аппаратов, Вт; Q_1, Q_2 – тепловая нагрузка 1-го и 2-го аппаратов, Вт; K_1, K_2 – коэффициент теплопередачи 1-го и 2-го аппаратов, Вт/(м²·К); F_1, F_2 – теплопередающая поверхность 1-го и 2-го аппаратов, м²; Δt_{ln} – средний логарифмический температурный напор, °С (здесь и далее индекс 1 относится к 1-му теплообменнику, 2 – ко второму).

Скорость теплоносителей по греющей и нагреваемой сторонам в каналах теплообменников определяется соотношениями

$$w_{1h} = \frac{V_{1h}}{m_{1chh} \cdot f_{ch}}, w_{1c} = \frac{V_{1c}}{m_{1chc} \cdot f_{ch}}, w_{2h} = \frac{V_{2h}}{m_{2chh} \cdot f_{ch}}, w_{2c} = \frac{V_{2c}}{m_{2chc} \cdot f_{ch}}, \quad (2)$$

где $w_{1h}, w_{1c}, w_{2h}, w_{2c}$ – скорость теплоносителей по греющей и нагреваемой сторонам в каналах 1-го и 2-го теплообменников, м/с; $V_{1h}, V_{1c}, V_{2h}, V_{2c}$ – объемный расход греющего и нагреваемого теплоносителей в каналах 1-го и 2-го теплообменников, м³/с; $m_{1chh}, m_{1chc}, m_{2chh}, m_{2chc}$ – число каналов по греющему (горячему) и нагреваемому (холодному) теплоносителям для 1-го и 2-го теплообменников; f_{ch} – площадь проходного сечения канала, м² (здесь и далее индекс h относится к греющему (горячему) теплоносителю, индекс c – к нагреваемому (холодному)).

Площадь теплопередающей поверхности в выражении (1) $F_1 = 2 \cdot m_{1ch} \cdot f_{pl}, F_2 = 2 \cdot m_{2ch} \cdot f_{pl}$, где m_{1ch}, m_{2ch} – принятое число каналов для 1-го и 2-го теплообменников

Число Нуссельта для обоих теплоносителей в 1-м и 2-м аппаратах можно записать в виде

$$\begin{aligned} Nu_{1h} &= A_1 \cdot Re_{1h}^{n_1} \cdot Pr_{1h}^{n_{11}} \cdot (\mu_{1h} / \mu_{1w})^{n_{12}}, & Nu_{1c} &= A_1 \cdot Re_{1c}^{n_1} \cdot Pr_{1c}^{n_{11}} \cdot (\mu_{1c} / \mu_{1w})^{n_{12}}, \\ Nu_{2h} &= A_2 \cdot Re_{2h}^{n_2} \cdot Pr_{2h}^{n_{21}} \cdot (\mu_{2h} / \mu_{2w})^{n_{22}}, & Nu_{2c} &= A_2 \cdot Re_{2c}^{n_2} \cdot Pr_{2c}^{n_{21}} \cdot (\mu_{2c} / \mu_{2w})^{n_{22}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где A_1, n_1, n_{11}, n_{21} – постоянные коэффициенты в критериальных уравнениях для 1-го теплообменника; A_2, n_2, n_{12}, n_{22} – постоянные коэффициенты в критериальных уравнениях для 2-го теплообменника; Re, Pr – числа Рейнольдса и Прандтля; $\mu_{1h}, \mu_{1c}, \mu_{2h}, \mu_{2c}$ – коэффициенты динамической вязкости при средней температуре теплоносителя, с·Па; μ_{1w}, μ_{2w} – коэффициенты динамической вязкости теплоносителя при средней температуре стенки пластины, с·Па. Чаще всего принимают $n_{11} = n_{21} = 0,43; n_{12} = n_{22} = 0,14$, постоянные A и n зависят от угла гофрировки, высоты и шага гофры пластин [2].

Используя число Нуссельта (3) и выражения для скорости теплоносителей (2), для коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{1h}, \alpha_{1c}, \alpha_{2h}, \alpha_{2c}$ получим

$$\alpha_{1h} = A_1 \cdot \left(\frac{V_{1h} \cdot d_{ekv}}{m_{1ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{1h}} \right)^{n_1} \cdot Pr_{1h}^{0,43} \cdot (\mu_{1h} / \mu_{1w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{1h}}{d_{ekv}},$$

$$\alpha_{1c} = A_1 \cdot \left(\frac{V_{1c} \cdot d_{ekv}}{m_{1ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{1c}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1c}^{0,43} \cdot (\mu_{1c} / \mu_{1w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{1c}}{d_{ekv}},$$

$$\alpha_{2h} = A_2 \cdot \left(\frac{V_{2h} \cdot d_{ekv}}{m_{2ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{2h}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2h}^{0,43} \cdot (\mu_{2h} / \mu_{2w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{2h}}{d_{ekv}},$$

$$\alpha_{2c} = A_2 \cdot \left(\frac{V_{2c} \cdot d_{ekv}}{m_{2ch} \cdot f_{ch} \cdot v_{2c}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2c}^{0,43} \cdot (\mu_{2c} / \mu_{2w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{2c}}{d_{ekv}},$$

где $v_{1h}, v_{1c}, v_{2h}, v_{2c}$ – коэффициенты кинематической вязкости при средней температуре теплоносителя, $\text{м}^2/\text{с}$; $\lambda_{1h}, \lambda_{1c}, \lambda_{2h}, \lambda_{2c}$ – коэффициенты теплопроводности при средней температуре теплоносителя, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; d_{ekv} – эквивалентный диаметр, примерно равный удвоенной высоте гофры.

Коэффициент теплопередачи каждого из теплообменников традиционно записывается в виде (загрязнение теплопередающей поверхности не учитывается)

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1h}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{1c}}}, \quad K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{2h}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{2c}}},$$

где δ_{pl} – толщина пластины, м ; λ_{pl} – коэффициент теплопроводности материала пластины, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Подставим все величины в уравнение теплопередачи каждого из теплообменников и получим

$$Q_1 \leq \frac{2 \cdot m_{1ch} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{\frac{1}{\alpha_{1h} \cdot \left(\frac{w_{1h} \cdot d_{ekv}}{v_{1h}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1h}^{0,43} \cdot (\mu_{1h} / \mu_{1w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{1h}}{d_{ekv}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{1c} \cdot \left(\frac{w_{1c} \cdot d_{ekv}}{v_{1c}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1c}^{0,43} \cdot (\mu_{1c} / \mu_{1w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{1c}}{d_{ekv}}}}, \quad (4)$$

$$Q_2 \leq \frac{2 \cdot m_{2ch} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{\frac{1}{\alpha_{2h} \cdot \left(\frac{w_{2h} \cdot d_{ekv}}{v_{2h}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2h}^{0,43} \cdot (\mu_{2h} / \mu_{2w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{2h}}{d_{ekv}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{2c} \cdot \left(\frac{w_{2c} \cdot d_{ekv}}{v_{2c}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2c}^{0,43} \cdot (\mu_{2c} / \mu_{2w})^{0,14} \cdot \frac{\lambda_{2c}}{d_{ekv}}}}.$$

Другим не менее важным условием при расчете теплообменного аппарата является выполнение ограничений по потерям давления теплоносителями, проходящими через теплообменник, где соотношение для потери давления по теплоносителю Δp , Па, в пакете пластин имеет вид $\Delta p = \zeta \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \leq [\Delta p]$ ($[\Delta p]$ – допускаемые потери давления) Тогда из ра-

венства потерь давления через разные каналы в одном аппарате $\Delta p_{1h} = \Delta p_{2h}, \Delta p_{1c} = \Delta p_{2c}$ можно записать

$$B_1 \left(\frac{w_1 \cdot d_{ekv}}{v_1} \right)^{-m_1} \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = B_2 \left(\frac{w_2 \cdot d_{ekv}}{v_2} \right)^{-m_2} \cdot \frac{l_{pr}}{d_{ekv}} \cdot \frac{\rho_2 w_2^2}{2},$$

откуда

$$w_2 = w_1^{2-m_2} B_1 \left(\frac{B_1 \cdot \rho_1}{B_2 \cdot \rho_2} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_1} \right)^{-\frac{m_1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_2} \right)^{\frac{m_2}{2-m_2}}.$$

Здесь B_1, m_1, B_2, m_2 – постоянные коэффициенты в выражении для коэффициента гидравлического трения $\zeta = B \cdot \text{Re}^{-m}$, для 1-го и 2-го теплообменников соответственно; $\rho_{1h}, \rho_{1c}, \rho_{2h}, \rho_{2c}$ – плотность при средней температуре, $\text{кг}/\text{м}^3$;

Применительно к задаче расчета теплообменника с каналами различной конфигурации последнее соотношение примет вид

$$w_{2h} = w_{1h}^{2-m_2} B_1 \left(\frac{B_1 \cdot \rho_{1h}}{B_2 \cdot \rho_{2h}} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{1h}} \right)^{-\frac{m_1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{2h}} \right)^{\frac{m_2}{2-m_2}},$$

$$w_{2c} = w_{1c}^{2-m_2} B_1 \left(\frac{B_1 \cdot \rho_{1c}}{B_2 \cdot \rho_{2c}} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{1c}} \right)^{-\frac{m_1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{2c}} \right)^{\frac{m_2}{2-m_2}}.$$

Ограничивающей по потерям давления может быть либо греющая, либо нагреваемая сторона. Однако количество каналов, удовлетворяющее заданным допустимым потерям давления в аппарате, будет определяться заданным перепадом давления только по одной из сторон. Следовательно, это количество каналов должно быть принято при расчете аппарата, и оно одинаково для обоих теплоносителей. На основании этого можно записать равенство

$$\frac{V_{1h}}{w_{1h} \cdot f_{ch}} = \frac{V_{1c}}{w_{1c} \cdot f_{ch}}.$$

Из уравнения теплового баланса

$$\frac{V_{1h}}{V_{1c}} = \frac{\rho_{1c} \cdot c_{p1c} \cdot (t_{22} - t_{21})}{\rho_{1h} \cdot c_{p1h} \cdot (t_{11} - t_{12})} \quad \text{или} \quad \frac{V_{1c}}{V_{1h}} = \frac{\rho_{1h} \cdot c_{p1h} \cdot (t_{11} - t_{12})}{\rho_{1c} \cdot c_{p1c} \cdot (t_{22} - t_{21})}.$$

Тогда

$$w_{1c} = \frac{V_{1c}}{V_{1h}} \cdot w_{1h} = \frac{\rho_{1h} \cdot c_{p1h} \cdot (t_{11} - t_{12})}{\rho_{1c} \cdot c_{p1c} \cdot (t_{22} - t_{21})} \cdot w_{1h}$$

или

$$w_{1h} = \frac{V_{1h}}{V_{1c}} \cdot w_{1c} = \frac{\rho_{1c} \cdot c_{p1c} \cdot (t_{22} - t_{21})}{\rho_{1h} \cdot c_{p1h} \cdot (t_{11} - t_{12})} \cdot w_{1c},$$

и для второго аппарата (пакета пластин)

$$w_{2c} = \frac{V_{2c}}{V_{2h}} \cdot w_{2h} = \frac{\rho_{2h} \cdot c_{p2h} \cdot (t_{11} - t_{12})}{\rho_{2c} \cdot c_{p2c} \cdot (t_{22} - t_{21})} \cdot w_{1h}^{2-m_2} B_1 \left(\frac{B_1 \cdot \rho_{1h}}{B_2 \cdot \rho_{2h}} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{1h}} \right)^{-\frac{m_1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{2h}} \right)^{\frac{m_2}{2-m_2}},$$

$$w_{2h} = \frac{V_{2h}}{V_{2c}} \cdot w_{2c} = \frac{\rho_{2c} \cdot c_{p2c} \cdot (t_{22} - t_{21})}{\rho_{2h} \cdot c_{p2h} \cdot (t_{11} - t_{12})} \cdot w_{1c}^{2-m_2} B_1 \left(\frac{B_1 \cdot \rho_{1c}}{B_2 \cdot \rho_{2c}} \right)^{\frac{1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{1c}} \right)^{-\frac{m_1}{2-m_2}} \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{2c}} \right)^{\frac{m_2}{2-m_2}}.$$

Подставим полученные выражения в соотношение (4)

$$Q \leq \frac{2 \cdot m_{1ch} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{\frac{1}{A_1 \cdot \left(\frac{w_{1h} \cdot d_{ekv}}{v_{1h}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1h}^{0,43} \left(\frac{\mu_{1h}}{\mu_{1w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{1h}}{d_{ekv}}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{A_1 \cdot \left(\frac{\rho_{1h} \cdot c_{p1h} \cdot (t_{11} - t_{12}) \cdot d_{ekv} \cdot w_{1h}}{\rho_{1c} \cdot c_{p1c} \cdot (t_{22} - t_{21}) \cdot v_{1c}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1c}^{0,43} \left(\frac{\mu_{1c}}{\mu_{1w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{1c}}{d_{ekv}}}} +$$

$$+ \frac{2 \cdot m_{2ch} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{\frac{1}{A_2 \cdot \left(\frac{w_{2h} \cdot d_{ekv}}{v_{2h}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2h}^{0,43} \left(\frac{\mu_{2h}}{\mu_{2w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{2h}}{d_{ekv}}} + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{A_2 \cdot \left(\frac{\rho_{2h} \cdot c_{p2h} \cdot (t_{11} - t_{12}) \cdot d_{ekv} \cdot w_{2h}}{\rho_{2c} \cdot c_{p2c} \cdot (t_{22} - t_{21}) \cdot v_{2c}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2c}^{0,43} \left(\frac{\mu_{2c}}{\mu_{2w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{2c}}{d_{ekv}}}}$$

или с учетом сохранения массы

$$G_h = G_{1h} + G_{2h}, \quad G_c = G_{1c} + G_{2c},$$

$$V_{2h} = \frac{V_h \cdot \rho_h - V_{1h} \cdot \rho_{1h}}{\rho_{2h}} \quad \text{или} \quad V_{2c} = \frac{V_c \cdot \rho_c - V_{1c} \cdot \rho_{1c}}{\rho_{2c}}$$

$$Q \leq \frac{2 \cdot \frac{V_{1h}}{w_{1h}} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{1 + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{A_1 \cdot \left(\frac{w_{1h} \cdot d_{ekv}}{v_{1h}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1h}^{0,43} \left(\frac{\mu_{1h}}{\mu_{1w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{1h}}{d_{ekv}} + \frac{1}{A_1 \cdot \left(\frac{\rho_{1h} \cdot c_{p1h} \cdot (t_{11} - t_{12})}{\rho_{1c} \cdot c_{p1c} \cdot (t_{22} - t_{21})} \cdot d_{ekv} \cdot w_{1h} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1c}^{0,43} \left(\frac{\mu_{1c}}{\mu_{1w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{1c}}{d_{ekv}}}} + \frac{2 \cdot \frac{V_h \cdot \rho_h - V_{1h} \cdot \rho_{1h}}{\rho_{2h} \cdot w_{2h}} \cdot f_{ch} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{1 + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{A_2 \cdot \left(\frac{w_{2h} \cdot d_{ekv}}{v_{2h}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2h}^{0,43} \left(\frac{\mu_{2h}}{\mu_{2w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{2h}}{d_{ekv}} + \frac{1}{A_2 \cdot \left(\frac{\rho_{2h} \cdot c_{p2h} \cdot (t_{11} - t_{12})}{\rho_{2c} \cdot c_{p2c} \cdot (t_{22} - t_{21})} \cdot d_{ekv} \cdot w_{2h} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2c}^{0,43} \left(\frac{\mu_{2c}}{\mu_{2w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{2c}}{d_{ekv}}}}$$

где G – массовый расход, кг/с; $w_{1h} = \left[[\Delta p_h] \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{1h}} \right)^{m_1} \cdot \frac{2 \cdot d_{ekv}}{B_1 \cdot \rho_{1h} \cdot l_{pr}} \right]^{\frac{1}{m_1 - 2}}$; l_{pr} – приведенная длина

пластины, м, равная отношению площади теплопередающей поверхности пластины f_{pl} к ее ширине b .

В случае, когда расчет ведется по нагреваемой стороне, уравнение теплопередачи примет вид

$$Q \leq \frac{2 \cdot \frac{V_{1c}}{w_{1c}} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{1 + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{A_1 \cdot \left(\frac{\rho_{1c} \cdot c_{p1c} \cdot (t_{22} - t_{21})}{\rho_{1h} \cdot c_{p1h} \cdot (t_{11} - t_{12})} \cdot d_{ekv} \cdot w_{1c} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1h}^{0,43} \left(\frac{\mu_{1h}}{\mu_{1w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{1h}}{d_{ekv}} + \frac{1}{A_1 \cdot \left(\frac{w_{1c} \cdot d_{ekv}}{v_{1c}} \right)^{n_1} \cdot \text{Pr}_{1c}^{0,43} \left(\frac{\mu_{1c}}{\mu_{1w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{1c}}{d_{ekv}}}} + \frac{2 \cdot \frac{V_c \cdot \rho_c - V_{1c} \cdot \rho_{1c}}{\rho_{2c} \cdot w_{2c}} \cdot f_{ch} \cdot f_{pl} \cdot \Delta t_{ln}}{1 + \frac{\delta_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{A_2 \cdot \left(\frac{\rho_{2c} \cdot c_{p2c} \cdot (t_{22} - t_{21})}{\rho_{2h} \cdot c_{p2h} \cdot (t_{11} - t_{12})} \cdot d_{ekv} \cdot w_{2c} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2h}^{0,43} \left(\frac{\mu_{2h}}{\mu_{2w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{2h}}{d_{ekv}} + \frac{1}{A_2 \cdot \left(\frac{w_{2c} \cdot d_{ekv}}{v_{2c}} \right)^{n_2} \cdot \text{Pr}_{2c}^{0,43} \left(\frac{\mu_{2c}}{\mu_{2w}} \right)^{0,14} \frac{\lambda_{2c}}{d_{ekv}}}}$$

где $w_{1c} = \left[[\Delta p_c] \cdot \left(\frac{d_{ekv}}{v_{1c}} \right)^{m_1} \cdot \frac{2 \cdot d_{ekv}}{B_1 \cdot \rho_{1c} \cdot l_{pr}} \right]^{\frac{1}{m_1 - 2}}$.

Таким образом, получено трансцендентное уравнение с одним неизвестным V_{1h} или V_{1c} . После решения одного из уравнений из соотношения (2) можно определить число каналов разных типов в аппарате.

В качестве примера, демонстрирующего предложенную методику, рассмотрим расчет пластинчатого подогревателя горячего водоснабжения мощностью $Q = 500$ кВт. Температурный график: входная температура греющей воды $t_{11} = 70$ °С, выходная $t_{12} = 30$ °С; входная температура нагреваемой воды $t_{21} = 5$ °С, выходная $t_{22} = 55$ °С. Допустимые потери давления по обеим сторонам составляют не более 20 кПа, где не более 18 кПа потери давления в пакете пластин и не более 2 кПа в коллекторах и присоединениях. Параметры пластины теплообменника М6 производства «Альфа Лаваль» принимались такими: $d_{ekv} = 0,004$ м; $l_{pr} = 0,694$ м; $f_{ch} = 0,432 \cdot 10^{-3}$ м; $\delta_{pl} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\lambda_{pl} = 16$ Вт/(м·К). Значения коэффициентов в формулах (1 – каналы типа Н, 2 – каналы типа МН или МЛ): $A_1 = 0,253$; $A_2 = 0,202$; $n_1 = 0,656$; $n_2 = 0,676$; $B_1 = 2,483$; $B_2 = 2,736$; $m_1 = 0,002$; $m_2 = 0,12$. Расчетные величины, такие, как средний логарифмический температурный напор $\Delta t_{ln} = 19,6$ °С, объемный расход теплоносителей $V_h = 3 \cdot 10^{-3}$ м³/с и $V_h = 2,4 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

В результате расчетов по приведенным в статье соотношениям для каналов типа Н получаем $m_{1chh} = 9$, типа МЛ или МН – $m_{2chh} = 10$, что соответствует компоновке аппарата (9Н + 10МЛ)/(9Н + 10МН). Полученный результат полностью совпадает с расчетным по программе CAS 200 «Альфа Лаваль».

Заключение

Таким образом, получено соотношение для определения необходимого числа каналов (пластин) при проектировании пластинчатого теплообменного аппарата с каналами различного типа в пакете пластин. Для определения величины расхода теплоносителей в каналах различных типов получено трансцендентное уравнение, после численного решения которого по найденному значению расходов определяется число каналов с различным типом гофрировки пластин. Достоверность предложенного подхода продемонстрирована на расчете подогревателя горячего водоснабжения производства фирмы «Альфа Лаваль».

Литература

1. *Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении* / Л. Л. Тovaжнянский, П. А. Капустенко, Г. Л. Хавин и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 448 с.
2. *Математическое моделирование и оптимизация разборных пластинчатых теплообменников* / О. П. Арсеньева, Л. Л. Тovaжнянский, П. А. Капустенко, Г. Л. Хавин // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2009. – № 2. – С. 17–25.

Поступила в редакцию
28.05.11