

УДК 66.045.01

**Г. Л. Хавин**, канд. техн. наук

Национальный 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  $\varepsilon$ -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  $\varepsilon$ -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  $\varepsilon$ -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/(м<sup>2</sup>·К);  $F_1, F_2$  – теплопередающая поверхность 1-го и 2-го аппаратов, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{ln}$  – 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, м<sup>3</sup>/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, м<sup>2</sup> (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;  $\mu_{1w}, \mu_{2w}$  – 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  $\delta_{pl}$  – толщина пластины,  $\text{м}$ ;  $\lambda_{pl}$  – 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  $\Delta p$ , 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 равенства 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

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

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

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

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

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

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  $V_h = 3 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с и  $V_h = 2,4 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/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