

УДК 621.43.016.4

**А.В. КОШЕЛЬНИК**, канд. техн. наук, доцент

Институт проблем машиностроения НАН Украины им. А.Н. Подгорного (ИПМаш НАНУ), г. Харьков

**А.Е. МОРОЗОВ**, аспирант

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ»), г. Харьков

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Приведена методика моделирования процессов теплопереноса в высокоэффективных пластинчатых теплообменниках сетчато-поточного типа с гофрированными теплопередающими поверхностями, образующими регулярную ячеистую структуру прочных каналов. Теплообменники обеспечивают экономичный съем тепла при температурном напоре до 250 °С. Аналитические зависимости построены на основе решений фундаментальных уравнений теплопереноса и закона Дарси-Вейсбаха теории фильтрации с использованием численного метода установления.

**Ключевые слова:** энергосбережение, коэффициент теплоотдачи, коэффициент гидравлического сопротивления.

Внедрение энергосберегающих технологий в высокотемпературных теплотехнических системах требует широкого применения малогабаритных экономичных теплообменников, обеспечивающих возможность использования тепла отходящих дымовых газов, конденсации парогазовых смесей, компоновки замкнутых водяных циклов, комплектации тепловых насосов теплоутилизационных систем.

Разборные пластинчатые теплообменные аппараты (ПТА) широко используются за рубежом в химической, энергетической промышленности, коммунальной сфере и применяются как для систем «жидкость-жидкость», так и для конденсации паров, охлаждения парогазовых смесей. Поверхность теплообмена таких конструкций, в общем случае, представляет собой герметизированный пакет тонких гофрированных теплопередающих пластин с коллекторными отверстиями для подачи и отвода рабочих сред. Показатель их компактности в зависимости от вида конструкции и типоразмеров может достигать 500–1000 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup> [1, 2].

Разборные модификации ПТА позволяют осуществлять (при монтаже, наладке или ремонте) непосредственный доступ к поверхности каждой пластины, ее контроль, восстановление или замену, а также, в случае необходимости, полную перекомпоновку теплообменника для обеспечения оптимальной схемы теплообмена.

В кожухотрубчатых аппаратах подобные трансформации невозможны – даже при незначительных измене-

ниях регламентных параметров процесса необходима полная замена аппарата на новый.

Диапазон применения разборных пластинчатых теплообменников ограничивается, главным образом, термостойкостью конструкционных материалов прокладок и составляет по температурам – от –20 до +180 °С, по давлениям – от 0,002 до 1,0 МПа [2]. Достаточно высокоэффективный перенос тепла между рабочими средами возможен при температурном напоре 250 °С.

Дальнейшее расширение области применения ПТА привело к необходимости создания (для чистых сред) специальных неразборных конструкций, в т.ч., большой единичной мощности, с полностью сварным пакетом пластин, что открыло новые возможности их применения в более широком диапазоне промышленных параметров [2].

Современная технология автоматической сварки, разработанная Институтом электросварки им. Е.О. Патона, позволяет на отечественных специализированных заводах серийно изготавливать с высокой точностью цельносварные пакеты пластин, обеспечивающие гарантированную надежность эксплуатации. Подобные ПТА применяются в диапазоне температур от –70 до +350 °С и рабочих давлений от 0,0002 до 4 МПа.

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» совместно с Украинским научно-исследовательским и конструкторским институтом химического машиностроения (УкрНИИхиммаш) со-





здали уникальные конструкции [2] цельносварных пластинчатых теплообменников, встраиваемых в колонны синтеза аммиака и метанола. В теплообменниках производится подогрев рабочей смеси до 520 °С при рабочих давлениях от 30 до 32 МПа. Внедрение созданных теплообменников в промышленность (вместо трубчатых) позволило повысить производительность агрегатов в действующих производствах до 20 % при значительном снижении энергозатрат.

Разработана математическая модель формирования оптимальной системы ПТА, включающая в себя технологическую, тепловую, гидравлическую, конструкторскую и экономическую составляющие, которые в виде самостоятельных структурных модулей входят в обобщенный универсальный алгоритм оптимизации в пределах параметрических полей конструкций [3]. Особенностью математической модели является наличие алгоритма построения оптимальной формы гофрированного поля теплопередающих пластин, основой для создания которого послужили аппроксимации, полученные при обобщении результатов теоретических и экспериментальных работ по исследованию гидродинамики и теплопередачи в гофрированных каналах сложной формы.

Наиболее часто используемые в инженерной практике теплопередающие пластины условно разделяются на гладкие, дискретно-рельефные, ленточно-поточные и сетчато-поточные. В каналах первых двух видов имеют место плоские течения (с некоторыми поперечными отклонениями потока). В теплообменниках, составленных из пластин ленточно-поточного типа, поток двухмерный, в виде извилистой ленты. В каналах сетчато-поточного типа поток совершает трехмерное движение в пространстве, обтекая по извилистым винтовым траекториям тонким слоем опорные точки греющих поверхностей.

Первые три типа течения можно рассматривать как частные случаи сетчато-поточного течения, которое имеет ряд характерных признаков рабочей поверхности (угол наклона гофр, их геометрические параметры, локальные искусственные шероховатости), поэтому в качестве объекта исследований принята сетчато-поточная система течений.

Исследование и построение моделей вынужденного конвективного теплообмена в каналах теплообменников сетчато-поточного типа, сформированных из тонких гофрированных поверхностей (рис. 1), связано с изучением структуры и кинематики потоков при их сложном пространственном движении.

Решение системы основополагающих дифференциальных уравнений переноса для течений (в каналах даже более простых форм) далеко не всегда является достаточно строгим из-за сложности составления усло-

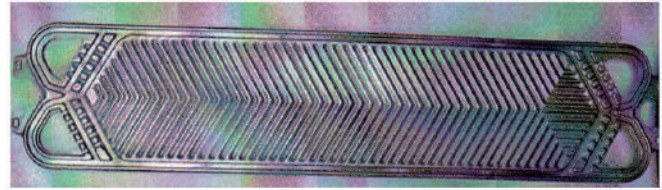


Рисунок 1 – Пластина теплообменника 0,3Е конструкции УкрНИИхиммаш

вий однозначности [4]. Поэтому на практике вычисление градиентов давлений при течении жидкости с постоянными свойствами в межпластинных пространствах, имеющих ячеистую структуру, можно производить по закону теории фильтрации Дарси-Вейсбаха [5]

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{L}{d_3} \cdot \frac{\rho \cdot \bar{V}^2}{2}, \quad (1)$$

Коэффициент потерь (коэффициент Дарси)  $\xi$  при течении в каналах пластинчатых теплообменников определяется по [6]

$$\xi = \frac{0,34 \exp(1,51 \cdot \text{tg} \varphi)}{\text{Re}^{0,25-0,06/\text{tg} \varphi}} \cdot [1,24 \exp(-0,37 \cdot \text{tg} \varphi)]^\beta, \quad (2)$$

где  $d_3$  – эквивалентный диаметр канала, м;

$L$  – длина канала, м;

$\bar{V}$  – средняя скорость течения в канале, м/с;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\varphi$  – угол наклона гофр к оси потока жидкости, рад.;

$\beta$  – параметр, определяемый геометрическими размерами гофры – высотой  $h$ , расстоянием между гребнями гофр  $l$ .

Зависимость (2) справедлива и для течений чистых сред в пористых средах [7], и при ячеистой структуре канала. Течение между гофрированными пластинами можно рассматривать как двухмерное – в пористой среде, находящейся между гладкими параллельными пластинами, т.е. как нелинейный аналог ячейки Хеле-Шоу в форме пластинчатого теплообменника.

Соотношение (1) можно переписать в виде

$$\frac{dP}{dL} = -k \cdot f \cdot (\bar{V}), \quad (3)$$

где  $k$  – величина, зависящая только от геометрических параметров канала;

$f(\bar{V})$  – степенная функция скорости.

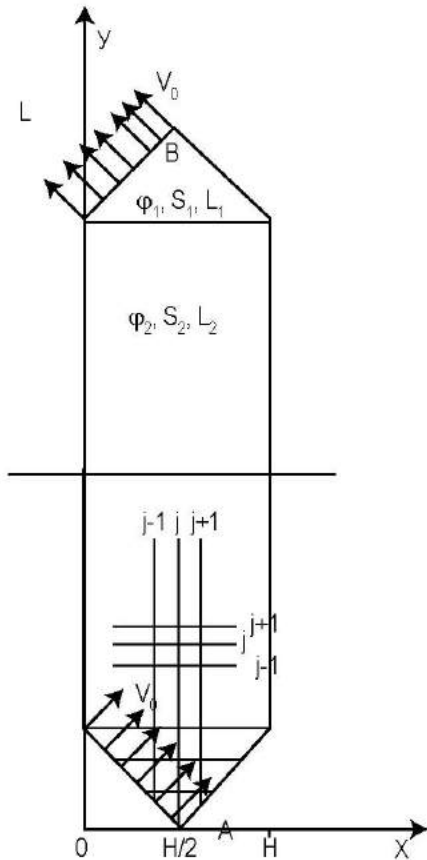
При двухмерном движении потока в пористой среде

$$\text{grad}P = -k_{ij} \cdot f \cdot (\bar{V}), \quad (4)$$

где  $k_{ij}$  – тензорная величина, характеризующая сопротивление среды:

- по физическому смыслу – аналогичная обратной величине тензора проницаемости в теории фильтрации;

- $\bar{V}$  – скорость фильтрации жидкости, м/с.  
 Из рис. 2 (как основы расчетной сетки) видно, что в канале теплообменника имеются два явно выраженных взаимно перпендикулярных направления, являющихся экстремальными для коэффициентов сопротивления, поэтому можно рассматривать среду, в которой течет жидкость, как ортотропную.



**Рисунок 2 – Расчетная схема теплопередающего поля пластины:**

H – ширина пластины; L – высота пластины;  $\bar{V}$  – скорость входа и выхода среды; ij – точки разбиения на расчетной сетке; A, B – конечные точки теплопередающего поля пластины; индексы: 1 – входной и выходной участки; 2 – основное поле пластины

Введем систему координат с направлениями осей вдоль главных осей тензора  $k_{ij}$  (рис. 2) и представим (4) в виде

$$\text{grad}P = -i \cdot k_x \cdot \text{sign}(V_x) \cdot |V_x|^{S_x} - j \cdot k_y \cdot \text{sign}(V_y) \cdot |V_y|^{S_y}, \quad (5)$$

где  $s_x, s_y = s(\beta, x, y)$ ;  
 $k_x, k_y$  – коэффициенты сопротивления вдоль и поперек канала.

Используя безразмерные переменные и параметры

$$\Pi = \frac{P \cdot d_2^2 \cdot \rho}{\mu^2}, \quad Rv_x = \frac{d_2 \cdot V_x \cdot \rho}{\mu}, \quad Rv_y = \frac{d_2 \cdot V_y \cdot \rho}{\mu},$$

$$\Lambda = \frac{d_2}{L}, \quad X = \frac{x}{L}, \quad \eta = \frac{y}{L},$$

запишем проекции (5) на оси координат и уравнение неразрывности в виде

$$\Lambda \frac{\partial \Pi}{\partial X} = -X_x \cdot \text{sign}(Rv_x) \cdot |Rv_x|^{S_x}, \quad (6)$$

$$\Lambda \frac{\partial \Pi}{\partial \eta} = -X_y \cdot \text{sign}(Rv_y) \cdot |Rv_y|^{S_y}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial Rv_x}{\partial X} + \frac{\partial Rv_y}{\partial \eta} = 0. \quad (8)$$

Граничными условиями для этой системы уравнений будут условия непроницаемости на боковых стенках канала и постоянные градиенты давления на входе и выходе из него, задаваемые постоянным расходом жидкости (рис. 2).

$$\left( \frac{1}{X_x} \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial X} \right)^{\frac{2}{S_x}} + \left( \frac{1}{X_y} \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial \eta} \right)^{\frac{2}{S_y}} = \text{Re}_0^2, \quad \begin{cases} 0 \leq \eta \leq \eta_1; \\ \eta_2 \leq \eta \leq \eta_0; \end{cases} \quad 0 \leq X \leq \frac{\chi_0}{2}, \quad (9)$$

$$\left( \frac{1}{X_x} \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial X} \right)^{\frac{2}{S_x}} + \left( \frac{1}{X_y} \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial \eta} \right)^{\frac{2}{S_y}} = 0, \quad \begin{cases} 0 \leq \eta \leq \eta_1; \\ \eta_2 \leq \eta \leq \eta_0; \end{cases} \quad \frac{\chi_0}{2} \leq X \leq \chi_0, \quad (10)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial X} = 0, \quad \eta_1 \leq \eta \leq \eta_2, \quad \begin{cases} \chi = 0 \\ \chi = \chi_0 \end{cases}, \quad (11)$$

где

$$\eta_1 = y_1/L; \quad \eta_2 = y_2/L; \quad \eta_0 = 1; \quad \chi_0 = H/L.$$

Эти условия записаны для «левого» канала, аналогично – для «правого».

Дифференцируя (6) и (7) по соответствующим координатам, найдем производные скоростей, используя которые в уравнении неразрывности, получаем выражение, описывающее поле давления в канале теплообменника

$$x_y \cdot S_y \cdot Rv_y^{S_y-1} \cdot \frac{\partial^2 \Pi}{\partial X^2} + x_x \cdot S_x \cdot Rv_x^{S_x-1} \cdot \frac{\partial^2 \Pi}{\partial \eta^2} = 0, \quad (12)$$

$$Rv_x = \text{sign} \left( \frac{\partial \Pi}{\partial X} \right) \cdot x_x^{\frac{1}{S_x}} \cdot \left( \Lambda \left| \frac{\partial \Pi}{\partial X} \right| \right)^{\frac{-1}{S_x}}, \quad (13)$$





$$Rv_y = \text{sign} \left( \frac{\partial \Pi}{\partial \chi} \right) \cdot x_y^{\frac{1}{Sy}} \cdot \left( \Lambda \left| \frac{\partial \Pi}{\partial \chi} \right| \right)^{-1} \quad (14)$$

Система уравнений (10–14) интегрировалась численно методом установления. Для этого уравнение (12) записывалось в нестационарном виде, т.е. его левая часть приравнивалась к производной  $\partial \Pi / \partial t$ , где  $t$  – безразмерное время. Пространственные производные в (12–14) аппроксимировали центральными разностями на расчетной сетке. Таким образом, получена система обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих давление  $\Pi_i$  в каждой точке разбиения  $i, j$ , которые затем интегрировались методом Гира до полного установления стационарного состояния. При этом контролировалось выполнение постоянства расхода в каждом поперечном сечении на расчетной сетке.

В результате интегрирования получено распределение безразмерного давления и составляющих скорости на поле пластины теплообменника.

С использованием полученных данных и полуэмпирической зависимости теплообмена через стенку определяется коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{0,14 \cdot \lambda \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \sqrt{\xi}}{d_s \cdot \left[ \ln \left( \frac{\text{Re} \cdot \sqrt{\xi}}{760} \right) + 2 \cdot \frac{[\text{Pr} + \ln(1 + 5 \cdot \text{Pr})]}{\sqrt{g}} \right]} \quad (15)$$

где  $\theta$  – функция градиента давления;  
Pr – число Прандтля.

Можно получить распределение локальных коэффициентов на поле пластины, но при этом предварительно необходимо определить  $\xi$  для любого направления скорости фильтрации в канале между пластинами (рис. 3).

Угол показывает наклон гофр к направлению скорости – изменение направления на  $(\pi/2 - \varphi)$  позволяет определить (рис. 3) угол наклона гофр к потоку жидкости  $\varphi^*$  при известных составляющих  $V_x$  и  $V_y$ , т.е.  $\xi$  в (15) будет определяться в функции угла

$$\varphi^* = \varphi + \left( 1 - \frac{4 \cdot \varphi}{\pi} \right) \cdot \left| \arctg \left( \frac{V_x}{V_y} \right) \right| \quad (16)$$

При равных условиях для теплоносителей распределение скорости в смежных каналах симметрично относительно главной оси пластины, т.е. будут симметричны и коэффициенты теплопередачи

$$|V'_{i,j}| = |V''_{N+1-i,j}| \rightarrow \alpha'_{i,j} = \alpha''_{N+1-i,j} \quad (17)$$

где ' – для «левого» канала;

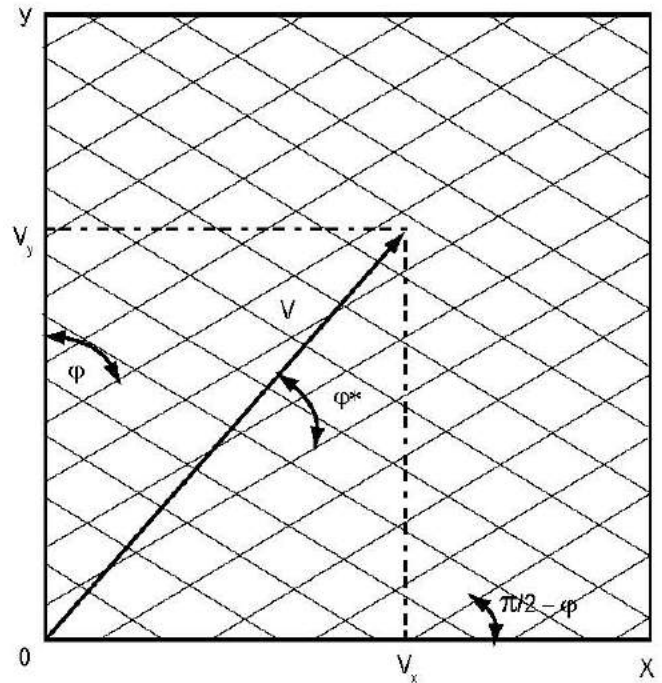


Рисунок 3 – К определению угла между фильтрационной скоростью и гофрами

'' – для «правого» канала;  
 $l=1, 2, \dots, N, j=1, 2, \dots, M$ .

Коэффициенты теплопередачи в этом случае определяются как

$$K_{i,j} = \left( \frac{1}{\alpha_{i,j}} + \frac{\delta_{\Pi}}{\lambda_{\Pi}} + \frac{1}{\alpha_{N+1-i,j}} \right)^{-1} \quad (18)$$

где  $\delta_{\Pi}$  –  $10^{-3}$  м – толщина пластины;  
 $\lambda_{\Pi}$  – теплопроводность пластины.

Результаты проведенных расчетов показали, что сопротивление течению, оказываемое гофрировкой вдоль пластины, может значительно отличаться от сопротивления поперек пластины ( $X_{x1}/X_{y1} > X_{x2}/X_{y2}$ ), вследствие чего жидкость не успевает равномерно распределиться по поперечному сечению канала и ее скорость со стороны расположения коллекторов оказывается выше для любого поперечного сечения. Это ведет к значительной неравномерности распределения локальных коэффициентов теплопередачи, а следовательно, и общего потока тепла.

## ВЫВОДЫ

Полученные результаты исследования позволяют сделать вывод о возможности создания на стадии проектирования системы гофрировки пластин оптимальной формы путем решения «обратной задачи», что существенно повысит теплоэнергетические характеристики

пластинчатых теплообменных аппаратов, предназначенных для утилизации тепла отходящих газов высокотемпературных теплотехнических систем.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пластинчатые теплообменные аппараты : каталог / Украинский научно-исследовательский и конструкторский институт химического машиностроения (УкрНИИХиммаш). – М. : Цинтихимнефтемаш, 1990. – 10 с.
2. **Товажнянский, Л.Л.** Оптимизация пластинчатых теплообменных аппаратов и их систем с целью интенсификации процесса теплообмена в агрегатах синтеза аммиака большой единичной мощности / Л.Л. Товажнянский, И.Б. Деревянченко, З.М. Царева // Журнал прикладной химии АН СССР. – 1986. – № 9. – С. 2025–2033.
3. **Товажнянский, Л.Л.** Пластинчатые теплообменники в промышленности / Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева. – Х. : НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.
4. Alfa-Laval. Heat Exchanger Guider. – Lund. – 1978. – № 350. – 84 p.
5. **Данилов, Ю.Б.** Современное теплообменное оборудование для химических отраслей / Ю.Б. Данилов // Химия – XXI век : новые технологии, новые продукты : труды IX Международной науч.-практ. конф., г. Кемерово. – Кемерово : 2006. – С. 17–22.
6. **Ландау, Л.Д.** Гидродинамика : Том VI. Теоретическая физика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М. : Наука, 1986. – 736 с.
7. **Перцев, Л.П.** Особенности течения и теплообмена в каналах пластинчатых теплообменников с гофрированными пластинами / Л.П. Перцев, Л.М. Ульев // Инженерно-физический журнал. – 1992. – Т. 66, № 1. – С. 26–33.

*Поступила в редакцию 28.02.2011*

Наведено методику моделювання процесів теплопереносу у високоефективних пластинчастих теплообмінниках сітчасто-потоккового типу, що мають гофровані теплопередаючі поверхні, які формують регулярну комірчасту структуру проточних каналів. Теплообмінники забезпечують енергоекономічний зйом тепла за температурного напору 250 °С. Аналітичні залежності побудовані на основі рішення фундаментальних рівнянь теплопереносу і закону Дарсі-Вейсбаха теорії фільтрації з використанням чисельного методу встановлення.

The article presents the methodology for simulation of heat transfer processes in high-efficiency plate heat-exchangers of mesh line type with corrugated heat-transmitting surfaces, forming the regular cellular structure of durable channels, providing economical heat pickup at temperature pressure up to 250 °C. Analytical dependences are built based on solution of fundamental heat transfer equations and law of Darcy-Weisbach of filtration theory with using of numerical technique of ascertainment.