

5. Программа газификации 2021–2025 в Алтайском крае // ПАО «Газпром»: сайт <https://www.gazprom.ru/about/> – URL: <https://www.gazprommap.ru/altaykray/> (дата обращения: 25.10.2025 г.).

УДК 536.24

В.И. Володин

Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

***Аннотация.** Рассмотрена методика численного теплового проектирования пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов с матрицей кубической формы и перекрестным током теплоносителей, отличающаяся от методики для аппаратов с противотоком и прямотоком. Подтверждена сходимость метода расчета.*

V.I. Volodin

Belorussian State Technological University
Minsk, Belarus

THERMAL DESIGN FEATURES OF PLATE-FINNED HEAT EXCHANGERS

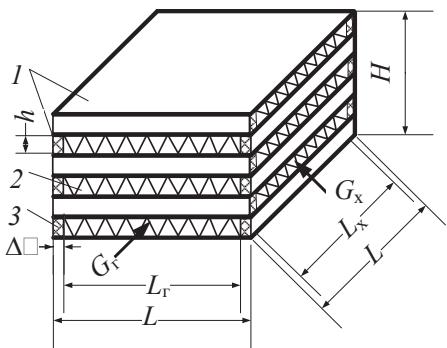
***Abstract.** A numerical thermal design methodology for plate-fin heat exchangers with a cubic matrix and cross-flow coolant is considered. This methodology differs from the methodology used for counter- and co-current heat exchangers. The convergence of the calculation method has been confirmed.*

Теплообменные аппараты применяются практически во всех сферах, связанных с использованием теплоты. Они имеют разнообразное конструктивное исполнение, которое определяется областью их использования. Одним из видов аппаратов являются пластинчато-ребристые теплообменники. Данный тип устройств нашел применение в энергетике, авиационной и космической технике, химической технологии, строительстве и в других технических приложениях [1].

Целью теплового проектирования теплообменных аппаратов является определение поверхности теплообмена и как следствие массогабаритных характеристик для требуемого теплового потока. В

общем случае для их нахождения используется два подхода. В первом – решается замкнутая система уравнений теплового баланса и теплопередачи с использованием логарифмического температурного напора, а во втором – применяется метод числа единиц переноса (NTU–метод). Конечный результат зависит от особенностей поверхности теплообмена и схемы течения горячего и холодного теплоносителей. Для уменьшения массогабаритных характеристик, которые определяются интенсивностью теплообмена со стороны теплоносителя с более низкой теплоотдачей, что характерно для газовых сред, используют ребристые поверхности, позволяющие увеличить поверхность теплообмена в единице объема аппарата.

В пластинчато-ребристых теплообменных аппаратах могут быть реализованы альтернативные схемы течения горячего и холодного теплоносителей с прямотоком, противотоком и перекрестным током как одноходовые, так и многоходовые. При тепловом проектировании прямоточно-противоточных аппаратов искомым параметром является линейный размер в направлении течения потока одного из теплоносителей, т. е. одна неизвестная величина. Форма теплообменной матрицы таких аппаратов представляет параллелепипед. Однако если требуется аппарат с перекрестным током и теплообменной матрицей в виде куба, то искомыми параметрами выступают две переменных: ее размеры в направлении течения, как горячего, так и холодного потоков теплоносителей. Методика теплового проектирования пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов для данного случая в известных публикациях [1–5] не приводится. В связи с этим, задачей данного исследования, является разработка метода расчета пластинчато-ребристых аппаратов с перекрестным током и теплообменной матрицей кубической формы. Рассмотрим основные особенности данного метода расчета для аппарата газ-газ с идентичным типом поверхности теплообмена для обоих теплоносителей.



Вид теплообменной матрицы:

1 – разделительные пластины; 2 – ребристая насадка; 3 – проставка

Исходными режимными параметрами являются тепловой поток аппарата, расходы и входные температуры горячего и холодного теплоносителей. Конструктивные параметры включают расстояние между разделительными пластинами, тип и параметры ребристой поверхности: высоту и толщину ребер, шаг ребер. Рассматриваемая теплообменная матрица аппарата показана на рисунке.

Учитывая, что

теплообменная матрица имеет форму куба, принимаем, что площади фронтальных сечений для прохода теплоносителей равны $F_{\phi,i}$. Тогда для заданного начального приближения набегающей скорости холодного теплоносителя $w_{hx,i}$ площадь фронтального сечения для его прохода

$$F_{\phi,i} = \frac{G_x}{w_{hx,i} \rho_x}. \quad (1)$$

Для данного сечения скорость набегающего потока горячего теплоносителя

$$w_{hg,i} = \frac{G_r}{F_{\phi,i} \rho_r}. \quad (2)$$

Так как, для прохода теплоносителей используется половина фронтального сечения теплообменной матрицы, то ее текущий размер L_i по всем направлениям с учетом толщины проставок Δ' и разделительных пластин Δ :

$$L_i = (H_i - n_i \Delta) = (L_{ri} - 2\Delta') = (L_{xi} - 2\Delta') = \sqrt{2F_{\phi,i}}, \quad (3)$$

где H_i , L_{ri} , и L_{xi} – соответственно действительные высота матрицы, ее длина в направлении горячего и холодного потоков теплоносителей.

Число разделительных пластин, соответствующих гладкой поверхности теплообмена (округляется до целого числа)

$$n_{h,i} = \frac{H_i}{h} - 1, \quad (4)$$

где h – расстояние между разделительными пластинами.

Из уравнений теплового баланса находим значения выходных температур горячего и холодного теплоносителей, и рассчитываем среднелогарифмический температурный напор. Далее переходим к расчету конвективных [5] и приведенных коэффициентов теплоотдачи со стороны горячего и холодного теплоносителей с учетом тепловой эффективности ребер. Затем определяем текущий коэффициент теплопередачи k_i аппарата и из уравнения теплопередачи находим приближение площади поверхности теплообмена:

$$F_i = \frac{Q}{k_i \bar{\Delta}t}. \quad (5)$$

Площадь гладкой поверхности теплообмена с учетом (3) можно также представить в виде следующего соотношения:

$$F_i = n_{h,i} L_{i+1} L_{r,i+1} = n_{h,i} L_{i+1} (L_{i+1} + 2\Delta'). \quad (6)$$

Выражение (6) можно преобразовать в квадратное уравнение с неизвестной L_{i+1} :

$$n_{h,i} (L_{i+1})^2 + 2\Delta' n_{h,i} (L_{i+1}) - F_i = 0. \quad (7)$$

Следующие приближения длины обтекания теплообменной матрицы аппарата и площадь фронтального сечения находим из соотношений:

$$L_{i+1} = \frac{-2\Delta' n_{h,i} + \sqrt{(2\Delta' n_{h,i})^2 + 4F_i n_{h,i}}}{2n_{h,i}}, \quad (8)$$

$$F_{\phi,i+1} = \frac{(L_{i+1})^2}{2}. \quad (9)$$

Полученную величину размера теплообменной матрицы L_{i+1} сравниваем с предыдущим значением L_i :

$$\varepsilon = \frac{|L_i - L_{i+1}|}{L_{i+1}}. \quad (10)$$

Если выполняется условие $\varepsilon \leq 0,025$, то расчет завершается. В противном случае уточняются набегающие скорости потоков холодного и горячего теплоносителей для полученного значения фронтального сечения $F_{\phi,i+1}$:

$$w_{hx,i+1} = \frac{G_x}{F_{\phi,i+1}\rho_x}; \quad w_{hg,i+1} = \frac{G_r}{F_{\phi,i+1}\rho_r}. \quad (11)$$

Уточняем количество разделительных пластин $n_{h,i+1}$, относящихся к гладкой поверхности теплообмена, по зависимости, аналогичной (4), из условия $H_{i+1} = L_{i+1}$.

Затем расчет повторяется с позиции (1), после предварительного уточнения значений коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи и поверхности теплообмена, до тех пор, пока не будет выполнено условие сходимости (10). После определения линейных размеров теплообменной матрицы, рассчитаем ее действительный объем и масса, а также потеря давления со стороны каждого теплоносителя.

Для обоснования сходимости метода проводился вычислительный эксперимент для аппарата воздух-воздух с поверхностью теплообмена с прямоугольными рассеченными ребрами высотой $h = 19$ мм, толщиной $\delta = 0,2$ мм, шагом оребрения $t = 6$ мм, длиной рассечения, $l = 12,7$ мм, расходом теплого вытяжного и холодного приточного воздуха соответственно $0,444$ и $0,536$ м³/с и температурами 25 и -5 °С. Получено, что для заданных начальных значений набегающей скорости воздуха холодного теплоносителя $2,5$ и 15 м/с, отклонение от среднего значения размера кубической матрицы $0,317$ м не превышает заданную точность ε при действительных скоростях потоков холодного и теплого воздуха $11,5$ и $9,2$ м/с.

Таким образом, разработанный метод расчета теплообменной матрицы кубической формы пластинчато-ребристого аппарата с перекрестным током теплоносителей позволяет найти единственное решение по определению ее размеров.

Список использованных источников

1. Thulukkanam K. Heat Exchanger Design Handbook. – London New York: CRC Press Taylor & Francis Group, 2013. – 1245 p.
2. Белоногов Н В., Пронин В. А. Расчет эффективности перекрестно-точных пластинчатых теплообменников. – Вестник МАХ. – 2004. – № 4(16). – С. 12–14.
3. Шевич Ю. А., Буртов С. Н. Проектный расчет пластинчато-рсбристых теплообменников с противоточно-прямоточным и перекрестноточным движением потоков: Учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2003. – 44 с.
4. Physics-based modelling of plate-fin heat exchangers // M. Grespan, A. Leonforte, L. Calò, M. Cavazzuti, D. Angeli / Energies. – 2025. – V. 18. – 34 p. [Электронный ресурс] – URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/18/3/495> (дата обращения 11.11.2025).
5. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.

УДК 330.342

А.Н. Хотько
Филиал БГТУ БГКПСМ
Минск, Беларусь

ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОТХОДОВ ГИПСА СТЕКОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Аннотация. Проведена экологическая оценка жизненного цикла (LCA) для управления отходами гипса, образующимися при нейтрализации растворов химической полировки хрустала. Проанализированы три сценария: захоронение (S_0), использование в качестве замедлителя схватывания цемента (S_1) и переработка в гипсовое вяжущее (S_2). Установлено, что обязательная операция предварительной сушки влажного гипса определяет значительный рост энергозатрат и углеродного следа в сценариях переработки (S_1, S_2).

A.N. Khotko
Branch of BSTU BGKPSM
Minsk, Belarus