

5. Программа газификации 2021–2025 в Алтайском крае // ПАО «Газпром»: сайт <https://www.gazprom.ru/about/> – URL: <https://www.gazprommap.ru/altaykrai/> (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

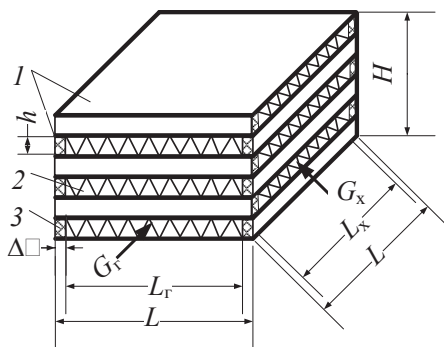
***Abstract.** A numerical thermal design methodology for plate-fin heat exchangers with a cubic matrix and cross-flow coolant is considered. This methodology differs from the methodology used for counter- and co-current heat exchangers. The convergence of the calculation method has been confirmed.*

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 :

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

где H_i , L_{Ti} , 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:

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

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 $F_{\phi,i+1}$:

$$w_{\text{нх},i+1} = \frac{G_{\text{х}}}{F_{\phi,i+1}\rho_{\text{х}}}; \quad w_{\text{нг},i+1} = \frac{G_{\text{г}}}{F_{\phi,i+1}\rho_{\text{г}}}. \quad (11)$$

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. Шсвич Ю. А., Буртов С. Н. Проектный расчет пластиичато-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 хрусталя. Проанализированы три сценария: захоронение (S0), использование в качестве замедлителя схватывания цемента (S1) и переработка в гипсовое вяжущее (S2). Установлено, что обязательная операция предварительной сушки влажного гипса определяет значительный рост энергозатрат и углеродного следа в сценариях переработки (S1, S2).*

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