

УДК 621.573.001.2

# Математическое исследование испарительного охлаждения теплообменного аппарата с пористыми ребрами

Канд. техн. наук, чл.-кор. МАХ В.В. КИРЕЕВ  
Ангарская государственная техническая академия

*In the calculation of the evaporative cooling apparatus the method was used in which during integration of the equation for calculation of quantity of heat obtained by the air from film by convection and evaporation, the formula of Newton-Rihman and Dalton were applied. The obtained linear differential equations of first order can be used for determination of areas of refrigeration of apparatuses with porous fins at different temperatures of water film and parameters of atmospheric air or for evaluation of refrigerating effect at the pre-determined surface.*

Теплообменники с ребристыми поверхностями применяются в тех случаях, когда теплообмен происходит между двумя теплоносителями с большим и малым коэффициентами теплоотдачи. Как правило, это система жидкость – воздух.

В результате патентного поиска и теоретических исследований выявлено, что применение каплеобразных труб в воздушных теплообменных аппаратах вместо труб круглого сечения позволяет увеличить эффективность теплообмена.

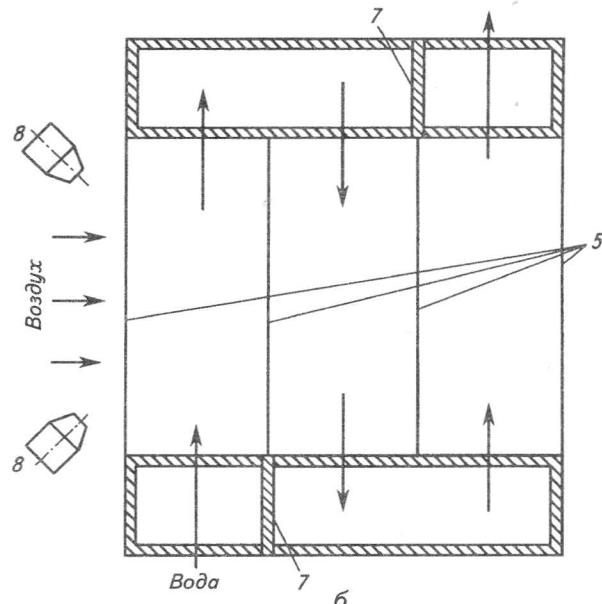
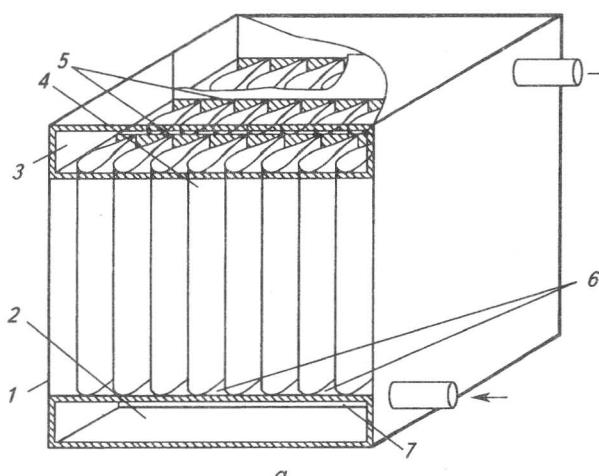
При впрыске воды в поток нагнетаемого воздуха часть влаги образует пленку на поверхности теплообмена, в результате испарения температура стенки понижается [1, 3].

Другая часть мелкодисперсной влаги испаряется в потоке воздуха, который насыщается парами воды, дви-

жущая сила процесса массообмена при этом снижается. Для испарения этой влаги необходимо иметь максимально развитую поверхность теплообмена. Таковой, по нашему мнению, является пористая поверхность. В данном случае – это набор сетчатых пластин.

Теплообменный аппарат (см. рисунок) состоит из корпуса 1, впускного коллектора 2, труб 4, выпускного коллектора 3, сетчатых пластин 5, перегородок коллекторов 7, межтрубного пространства 6, форсунок 8.

Трубы в поперечном сечении выполнены в виде вытянутой капли, что позволяет увеличить поверхность теплообмена и уменьшить турбулизацию воздуха. Для улучшения теплообмена трубы расположены в шахмат-



Теплообменный аппарат (а) и схема движения охлаждающей среды (б)

ном порядке, причем выпуклой стороной они крепятся к сетчатой пластине, а противоположной стороной – к последующей сетчатой пластине 5.

Теплообменный аппарат работает следующим образом.

Охлаждаемая среда поступает в впускной коллектор 2, затем под давлением поступает вверх по трубам 4 в выпускной коллектор 3. Благодаря перегородке 7 выпускного коллектора 3 среда направляется вниз по другому ряду труб 4 в выпускной коллектор 2, затем перегородкой 7 выпускного коллектора 2 направляется вверх по следующему ряду труб 4 в выпускной коллектор 3 и выводится из теплообменника.

Перед подачей воздуха в межтрубное пространство 6 теплообменного аппарата в струю воздуха нагнетается мелкодисперсный распыл воды форсунками 8. При вспрыске мелкодисперсного распыла воды в поток нагнетаемого воздуха влага испаряется на поверхности теплообменного аппарата, понижая температуру стенки.

Воздух, проходя через сетчатые пластины 5, ряды труб 4, забирает тепло охлаждаемой среды, проходящей по трубам. Поперечное сечение трубы 4 имеет форму вытянутой капли, поэтому воздух продолжает соприкасаться и со второй половиной поверхности трубы 4, забирая тепло. В результате повышается эффективность теплообмена, чего нельзя сказать о трубе круглого сечения.

Теплообменные элементы расположены в шахматном порядке, поэтому часть воздуха, поступившего в один из каналов, выводится в два соседних. Если пренебречь изменением плотности при равенстве проходных сечений каналов, то можно с какой-то степенью приближения считать, что скорость воздуха с обеих сторон и по всей длине ребра не меняется. В этом случае процесс теплообмена в рассмотренных пористых теплообменниках можно представить следующим образом.

Охлаждаемый воздух, циркулирующий по теплообменнику, выполняет две основные функции: вынужденное движение вдоль наружных оребренных поверхностей способствует отводу тепла от наружных поверхностей (вынужденная конвекция); движение воздуха через пористые ребра оказывает влияние на передачу тепла по длине ребра, происходящую по законам теплопроводности.

Для получения дифференциального уравнения изменения температуры ребра по высоте теплообменника и установления связи его с параметрами, определяю-

щими это изменение, выделим элементарный слой поверхности ребра единичной ширины с высотой  $d_x$ . Для этого объема составим уравнение теплового баланса. Плотность теплового потока, проходящего через тепловыделяющую поверхность в пределах выделенного элемента  $q_c$ , запишем в виде [2]:

$$q_c = \frac{dQ_c}{dx \cdot 1} = \rho_w c_{pw} g_w \frac{\partial t_w}{\partial x \cdot 1}, \quad (1)$$

где  $Q_c$  – количество теплоты;

$\rho_w$  – плотность воды;

$c_{pw}$  – теплоемкость воды;

$t_w$  – среднеобъемная температура ребра по толщине в пределах выделенного объема.

Тепло, полученное от элемента теплоотдающей поверхности  $dx \cdot 1$ , расходуется на повышение температуры воздуха, а также на увеличение его влагосодержания.

Конвективная составляющая  $q_\alpha$  может быть выражена следующим равенством [2]:

$$q_\alpha = \frac{dQ_\alpha}{dx \cdot 1} = \rho_b c_{pb} g_b \frac{\partial t_b}{\partial x \cdot 1}. \quad (2)$$

Массообменная составляющая  $q_\beta$  (2):

$$q_\beta = \frac{dQ_\beta}{dx \cdot 1} = \rho_b c_{pb} r \frac{\partial d_b}{\partial x \cdot 1}, \quad (3)$$

где  $r$  – удельная теплота парообразования;

$t_b$  и  $d_b$  – соответственно среднеобъемные температура и влагосодержание по толщине потока в пределах выделенного объема.

Полагая, что процесс тепло- и массоотдачи в пределах выделенного объема является установившимся во времени, примем, что

$$q_c = q_\alpha + q_\beta. \quad (4)$$

После подстановки в выражение (4) уравнений (1), (2), (3) получим уравнение теплового баланса в дифференциальной форме:

$$\rho_w c_{pw} g_w \frac{\partial t_w}{\partial x \cdot 1} = \rho_b c_{pb} g_b \frac{\partial t_b}{\partial x \cdot 1} + \rho_b g_b r \frac{\partial d_b}{\partial x \cdot 1}. \quad (5)$$

После соответствующих преобразований получим

$$g_c = \rho_w g_w c_{pw} d_{tw} = \rho_b g_b d_{tb}. \quad (6)$$

Уравнение (6) совместно с уравнениями движения, сплошности, энергии и массообмена представляют систему дифференциальных уравнений, которые описывают скоростные, температурные и влажностные поля потоков распыливаемой воды и воздуха.

Для решения этой системы необходимо принять граничные условия [2] для водной аэрозоли и потока воздуха: скорость пленки, образующейся на пористой вертикальной поверхности  $W_{\text{пл}} = 0$ , скорость воздуха у ее поверхности равна скорости поверхности пленки. Градиент скорости на внешней границе пограничного слоя

$$\frac{dW_b}{dy} = 0.$$

Касательные напряжения сопротивления на границе раздела фаз равны между собой [1]:

$$\mu_w \frac{dW_{\text{пл}}}{dy} \Big|_{y=\delta_{\text{пл}}} = -\mu_b \frac{dW_b}{dy} \Big|_{y=\delta_{\text{пл}}}, \quad (7)$$

где  $\mu_w, \mu_b$  – коэффициенты динамической вязкости воды и воздуха соответственно.

На границе стекающей пленки с твердой поверхностью  $\frac{dt_{\text{пл}}}{dy} = 0$ , на границе раздела фаз температура пленки равна температуре соприкасающегося с ней слоя воздуха  $t_w = t_b$ . Градиент температуры воздуха

$$\text{на внешней границе равен } \frac{dt_b}{dy} = 0.$$

В качестве граничных условий принимается, что парциальное давление водяного пара максимально при температуре поверхности пленки. На внешней границе пограничного слоя градиент парциальных давлений

$$\frac{dp_n}{dy} = 0 \text{ или } \frac{d(d_b)}{dy} = 0.$$

Вода поступает на поверхность со скоростью  $W_{\text{пл}} = \text{const}$  и температурой  $t_{\text{пл}} = \text{const}$ .

Поток воздуха также поступает в канал с постоянными скоростью  $W_b = \text{const}$ , температурой  $t_b = \text{const}$  и парциальным давлением пара  $p_{n,1} = \text{const}$ .

Количество испарившейся воды в элементе охладителя незначительно, поэтому расход воды на входе и выходе элемента  $g_w = \text{const}$ .

В качестве граничных условий принято, что тепловой поток, отведенный от воды к воздуху, равен сумме конвективной и массообменной составляющей.

На основании принятых допущений баланс тепла, отданного пленкой и полученного потоком воздуха,

можно выразить следующим уравнением:

$$\rho_w c_{pw} g_w (t_{w1} - t_{w2}) = \rho_b g_b [c_{pb} (t_{b2} - t_{b1}) + r(d_{b2} - d_{b1})]. \quad (8)$$

В уравнении (8) теплофизические параметры воды и воздуха определяются при средних температурах этих сред по длине потоков.

При расчете аппаратов испарительного охлаждения распространены методы, в которых при интегрировании уравнения (5) для расчета количества тепла, отнимаемого от пленки воздухом, конвекцией и испарением, используются формулы Ньютона-Рихмана и Дальтона:

$$q_\alpha = \alpha(t_w - t_b), \quad (9)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи.

$$q_b = \beta_p r (\rho_{n,c} - p_{n,o}), \quad (10)$$

где  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений.

При совместном решении уравнений (2) и (9) получаем:

$$\rho_b g_b c_{pb} \frac{\partial t_b}{\partial x \cdot 1} = \alpha(t_w - t_b). \quad (11)$$

При совместном решении уравнений (3) и (10) получаем:

$$\rho_b g_b r \frac{\partial d_b}{\partial x \cdot 1} = \beta_p r (p_{n,c} - p_{n,o}). \quad (12)$$

Подставляя выражения (11) и (12) в уравнение (5), получим:

$$\begin{aligned} \rho_w c_{pw} g_w \frac{\partial t_w}{\partial x \cdot 1} &= \\ &= \alpha(t_w - t_b) + \beta_p r (p_{n,c} - p_{n,o}). \end{aligned} \quad (13)$$

Линейные дифференциальные уравнения первого порядка (11), (12) и (13) могут быть использованы для определения площадей охлаждения аппаратов с пористыми ребрами при различных температурах пленки воды и параметрах атмосферного воздуха или для оценки охлаждающего эффекта аппарата при заданной поверхности.

### Список литературы

- Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. – М.: Машиностроение, 1973.
- Исаченко В.П., Осиева В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981.
- Ульянов Б.А., Бадеников В.Я., Щелкунов Б.И., Патрушев К.Ю. Расчет теплообменных аппаратов. – Иркутск: ИГТУ, 2001.