

УДК 66.021.3/4

**МОДЕЛЬ СТРУКТУРЫ ПОТОКА И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛЕНОЧНОЙ ГРАДИРНИ С УЧЕТОМ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ФАЗ****Лаптева Е.А., Столярова Е.Ю., Лаптев А.Г.***ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет»,  
Казань, e-mail: tvt\_kgeu@mail.ru*

Рассмотрены процессы охлаждения воды в противоточной пленочной градирне, которые широко применяются на ТЭС и различных промышленных предприятиях. Представлена математическая ячейчатая модель структуры потоков воды и воздуха, которая дает возможность учитывать неравномерность подачи фаз на блоки оросителей (насадку). Получена замкнутая система из трех уравнений для расчета профилей температуры воды, энтальпии влажного воздуха и влагосодержания воздуха по высоте градирни. Даны выражения для расчета параметров модели, которые связаны с гидравлическим сопротивлением ячеек. Представлены выражения для расчета коэффициентов тепло- и массоотдачи в регулярных и хаотичных контактных устройств блоков оросителей. Показаны результаты расчетов тепловой эффективности при различных неравномерностях. Для этого рабочая зона градирни условно делится на ряд ячеек полного перемешивания в продольном и в поперечном направлениях. Число ячеек в вертикальном направлении зависит от коэффициента обратного перемешивания (в безразмерном виде модификационное число Пекле), а в поперечном – от профилей скоростей воды и воздуха при входе в слой блоков оросителей с регулярной или хаотичной насадкой. Установлено, что эффективность охлаждения воды значительно снижается при неравномерной подаче воды и воздуха, и в меньшей степени при равномерной подаче воды. Разработанная математическая модель может использоваться при диагностике охлаждающей способности промышленных градирен, а также при проектировании новых блоков контактных устройств.

**Ключевые слова:** градирня, насадки, ячейчатая модель, тепловая эффективность**MODEL OF THE FLOW STRUCTURE AND EFFICIENCY OF THE FILM-TYPE COOLING TOWER WITH ACCOUNT FOR NONUNIFORM DISTRIBUTION OF PHASES****Lapteva E.A., Stolyarova E.Yu., Laptev A.G.***Kazan State Power Engineering University, Kazan, e-mail: tvt\_kgeu@mail.ru*

The processes of cooling water in counter-current cooling towers, which are widely used in thermal power plants and various industrial enterprises, are considered. A mathematical cell model of the structure of the water and air flows is presented, which makes it possible to take into account the nonuniformity of the phase supply to the irrigator blocks (packing). A closed system of three equations was obtained for calculating the profiles of water temperature, enthalpy of moist air and the moisture content of air along the height of the cooling tower. Expressions are given for calculating model parameters that are related to the flow resistance of the cells. Expressions are provided for calculating heat and mass transfer coefficients in structured and random contact devices of irrigator blocks. The results of calculations of thermal efficiency at various nonuniformities are shown. For this purpose, the working area of the cooling tower is conventionally divided into a number of cells of complete mixing in the longitudinal and transverse directions. The number of cells in the vertical direction depends on the backmixing coefficient (the modified Peclet number in the dimensionless form), and in the transverse direction the number of cells depends on the velocity profiles of water and air when entering the layer of irrigators with a structured or random packing. It is established that the efficiency of water cooling is significantly reduced with a nonuniform supply of water and air, and to a lesser extent with a uniform supply of water. The developed mathematical model can be used in diagnosing the cooling ability of industrial cooling towers as well as in designing new units of contact devices.

**Keywords:** cooling tower, packings, cell model, thermal efficiency

Охлаждение оборотной воды при непосредственном контакте с воздухом организуется в противоточных, вихревых, с перекрестным током, брызгальных и комбинированных градирнях. Эффективность процесса в градирне, как и в любом другом тепломассообменном аппарате большого размера, зависит от равномерности распределения воды и воздуха в рабочем объеме, где происходит контакт фаз [1–3].

Наиболее эффективным является режим с идеальным вытеснением фаз, т.е. без перемешивания сред, без рецикла и байпаса.

При идеальном вытеснении обеспечивается максимальная движущая сила процесса межфазного переноса. В крупномасштабных градирнях, размеры которых могут достигать нескольких десятков метров, неизбежно возникают значительные неравномерности, особенно с боковыми окнами подачи воздуха по периметру градирни. Даже в мини-градирнях, с размерами 2–4 м, неравномерности связаны с характеристиками вентиляторов для подачи воздуха и различным гидравлическим сопротивлением контактных устройств в центре и у стенок аппарата.

Если при предпроектных расчетах не учитывать эти явления, то определение режимных и конструктивных характеристик может быть выполнено с большой погрешностью, как правило, завышающей тепловую эффективность по сравнению с реальной. Это приводит к недостаточному охлаждению воды и нарушению технологического режима работы установок на ТЭС и различных промышленных предприятий ТЭК и нефтехимии [4–6].

Цель данной работы – представить математическую модель процесса тепло- и массообмена в противоточной пленочной градирне с учетом возможных неравномерностей распределения потоков воды и воздуха.

### Материалы и методы исследования

Системы уравнений тепло- и массопереноса основываются на уравнениях однофазной гидродинамики и теплообмена. Точных решений уравнений переноса для двухфазных сред нет и всегда применяются различные допущения.

Один из подходов заключается в том, что когда дифференциальные уравнения тепло- и массопереноса записываются для каждой фазы отдельно с граничными условиями четвертого рода на межфазной поверхности [7]. При этом предполагается, что площадь межфазной поверхности известна, как и расположение границы раздела фаз в пространстве.

Этот подход применяется для пленочных аппаратов с прямыми каналами (трубками). В градирнях чаще применяются контактные устройства (их в энергетике называют блоками оросителей) более сложной геометрии, т.е. с волнистой поверхностью (гофрами), просечками, криволинейными каналами и т.д.

Таким образом, прямое численное решение системы уравнений с частными производными, записанными отдельно для каждой фазы, затруднительно.

В таких случаях применяются модели с определением межфазных потоков по локальному объему, что значительно упрощает их решение. Используется понятие объемных межфазных источников, которые связаны с коэффициентами переноса и движущими силами процессов. Дальнейшее упрощение подхода к моделированию связано с использованием моделей структуры потоков: диффузионной, ячеечной, а также комбинированных. Однако необходимы экспериментальные исследования аппаратов и определение основных параметров моделей. Таким образом различные упрощения и допущения компенсируются экспериментальной информацией об объекте моделирования и обеспечивается приемлемая точность расчетов.

Далее рассматривается ячеечная модель структуры потоков в контактных устройствах градирен, записанная как при равномерной подаче воды и воздуха, так и при неравномерных профилях скоростей.

При записи уравнений ячеечной модели рабочая зона условно делится на ряд ячеек полного перемешивания. Число ячеек находится экспериментально и косвенно учитывает обратное перемешивание потоков, которое снижает движущую силу процессов и эффективность процесса.

Первоначально рассмотрена равномерная подача воды и воздуха (рис. 1) с применением ячеечной модели для расчета тепловой эффективности.

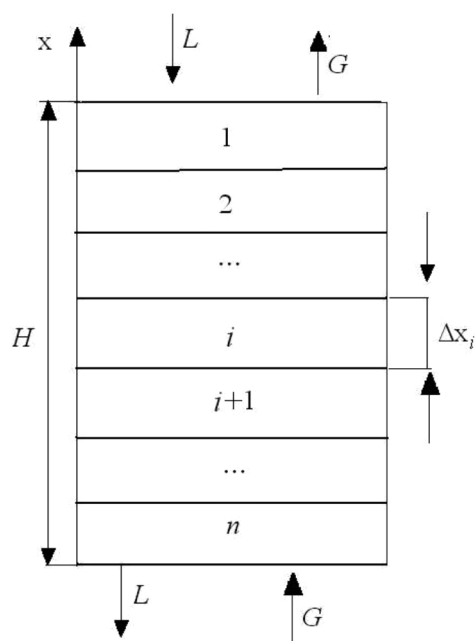


Рис. 1. Условное деление блока оросителей по высоте на ячейки

Выражение ячеечной модели для теплообмена в жидкой фазе

$$u_{ж} \rho_{ж} c_{ржi} \frac{T_{i-1,ж} - T_{i,ж}}{\Delta x_i} = \frac{Q_i}{V_i}, i = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

где  $u_{ж}$  – средняя расходная скорость жидкости на все поперечное сечение блока оросителей, м/с;  $\Delta x_i$  – высота ячейки, м;  $Q_i$  – поток тепла в ячейке, Вт;  $T$  – температура, К;  $V_i$  – объем ячейки, м<sup>3</sup>;  $\rho_{ж}$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $c_{рж}$  – удельная теплоемкость, Дж/(кгК);  $n$  – число ячеек.

Умножая левую и правую части выражения (1) на площадь поперечного сечения  $S$  блока оросителей, получим

$$c_{рж} L (T_{i-1,ж} - T_{i,ж}) = Q_i, i = 1, 2, \dots, n, \quad (2)$$

где  $L$  – массовый расход воды, кг/с.

Аналогично записываются уравнения теплопереноса в газовой фазе и массопереноса испарившейся воды

$$G(I_{i-1} - I_i) = Q_i, \quad (3)$$

$$G(C_{i-1} - C_i) = M_i, i = 1, 2, \dots, n, \quad (4)$$

где  $G$  – массовый расход воздуха, кг/с;  $I$  – энтальпия влажного воздуха, Дж/кг;  $M_i$  – поток массы испарившейся влаги, кг/с;  $C$  – влагосодержание воздуха, кг/кг. Поток тепла в ячейке

$$Q_i = F_i \left[ \alpha_r (T_{i,ж} - T_{i,в}) + I_{мв} \rho_v \beta_r (C_i^* - C_i) \right], \quad (5)$$

$i = 1, 2, \dots, n,$

где  $F_i$  – площадь поверхности контакта воды и воздуха в  $i$ -й ячейке, м<sup>2</sup>;  $\alpha_r$  – коэффициент теплоотдачи,

Вт/(м<sup>2</sup>К);  $\beta_r$  – коэффициент массоотдачи, м/с;  $I_{ni}$  – энтальпия водяного пара при температуре воды  $T_{i,ж}$ , Дж/кг;  $C_i^*$  – влагосодержание насыщенного воздуха, кг/кг. В выражении (4)  $M_i = F_i \beta_r (C_i^* - C_i)$ , кг/с.

На основе применения аналогии Льюиса, как показано в работах [4, 5], выражение для потока тепла можно записать в форме

$$Q_i = \beta_x F_i (I_{гр,i} - I_i), \quad (6)$$

где  $I_{гр,i}$  – значение энтальпии на границе раздела фаз, Дж/кг;  $\beta_x$  – коэффициент массоотдачи, кг/(м<sup>2</sup>с).

Поверхность контакта фаз в  $i$ -й ячейке

$$F_i = S \Delta x_i a_v \Psi_w = SH a_v \Psi_w / n, \quad (7)$$

где  $H$  – высота блоков оросителей, м;  $a_v$  – удельная поверхность, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $\Psi_w$  – коэффициент смачиваемости насадки.

Коэффициенты тепло- и массоотдачи в хаотичных насадках (блоках оросителей) можно вычислить по выражениям, полученным в результате модификации гидродинамической аналогии ( $40 < Re_3 < 8000$ ) [8]

$$Nu_r = 0,342 Re_3^{0,643} (\xi / 2)^{0,214} Pr_r^{0,33}, \quad (8)$$

$$Sh_r = 0,342 Re_3^{0,643} (\xi / 2)^{0,214} Sc_r^{0,33}, \quad (9)$$

где  $Nu_r = \alpha d_3 / \lambda_r$  – число Нуссельта;  $Sh_r = \beta_r d_3 / D_r$  – число Шервуда;  $Pr_r$ ,  $Sc_r$  – числа Прандтля и Шмидта.  $\lambda_r$ ,  $D_r$  – коэффициенты теплопроводности и диффузии. Для воздуха  $Pr_r \approx Sc_r \approx 0,7$ ;  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления насадки.

Для регулярных насадок ( $Re_r > 3000$ ) [8]

$$Nu_r = 0,158 Re_3^{0,857} (\xi / 8)^{0,429} Pr_r^{0,33}, \quad (10)$$

$$Sh_r = 0,158 Re_3^{0,857} (\xi / 8)^{0,429} Sc_r^{0,33}. \quad (11)$$

Данные выражения связывают коэффициенты переноса с гидравлическим сопротивлением блока оросителей (коэффициентом  $\xi$ ), что дает возможность делать расчеты по выделенным зонам с различным перепадом давления.

Число ячеек полного перемешивания связано с модифицированным числом Пекле по обратному перемешиванию  $Pe = w_r H / D_n$ , где  $D_n$  – коэффициент обратного перемешивания, м<sup>2</sup>/с.

Для регулярных насадок можно использовать выражение [8]

$$Pe = 0,43 \frac{H}{d_3 \sqrt{\xi}} \quad (12)$$

и для хаотичных

$$Pe = 0,52 H (Re_3 / \xi)^{0,25} d_3^{-1}, \quad (13)$$

где  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  $d_3$  – эквивалентный диаметр насадки, м;  $Re_3 = w_r d_3 / \nu_r$  – число Рейнольдса;  $\nu_r$  – кинематическая вязкость газа коэффициент, м<sup>2</sup>/с;  $w_r$  – скорость воздуха, м/с.

При известном значении  $Pe$  число ячеек можно определить из приближенного соотношения

$$Pe = 2(n - 1). \quad (14)$$

Таким образом, представленная система уравнений ячейочной модели (2)–(4) является замкнутой.

Из решения системы уравнений (2)–(4) находят профили температуры воды, энтальпии воздуха и влагосодержание воздуха, что дает возможность вычислить тепловую эффективность охлаждения воды в виде отношения

$$E_{ж} = \frac{T_{н,ж} - T_{к,ж}}{T_{н,ж} - T^*}, \quad (15)$$

где  $T_{н,ж}$ ,  $T_{к,ж}$  – начальная и конечная температура воды, °С;  $T^*$  – температура воздуха по смоченному термометру, °С (теоретический предел охлаждения).

На рис. 2 даны результаты расчетов и сравнение с экспериментальными данными для макета градирни с высотой насадки  $H = 0,4$  м. Температура воды на входе  $T_{н,ж} = 32$  °С; температура воздуха  $T_{н,г} = 25$  °С.

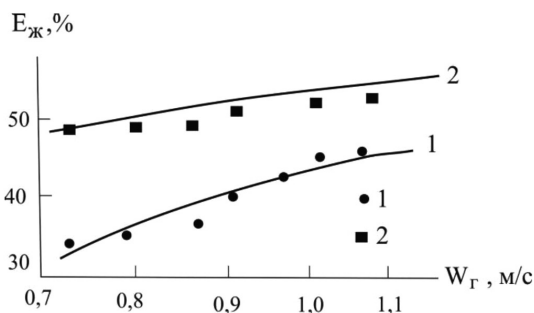


Рис. 2. Зависимость тепловой эффективности охлаждения воды (15) от скорости воздуха на макете градирни с полиэтиленовыми сетчатыми насадками ( $a_v \approx 140$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>); 1 – расход воды 7,61 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·час); 2 – 4,9 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·час); точки эксперимент [6, 8]; линии – расчет

Получено удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных результатов по тепловой эффективности охлаждения воды.

В работах В.В. Кафарова, В.В. Шестопалова, Ю.А. Комиссарова и др. показано, что не всегда структуру потоков в аппаратах можно описывать только одномерными моделями. В таких случаях рекомендовано использовать комбинированные модели. Двумерную модель градирни с ячейками полного перемешивания в продольном и поперечном направлениях представим на рис. 3.

Допустим первоначальное равномерное распределение воды (это обеспечивается при числе точек орошения более 50 на м<sup>2</sup>) и неравномерную подачу воздуха из-за боковой подачи в градирню. В таком случае скорость воздуха будет больше у стенок и меньше в центре [4–6].

Модель для расчета профиля скорости воздуха в нижнем поперечном сечении градирни дана в работах [8, 9]. Далее на основе представленной ячейочной модели (рис. 3) показано влияние неравномерностей на тепловую эффективность градирни. Уравнения ячейочной (2)–(4) записываются для выделенных ячеек, как по высоте, так и в поперечном направлении блока оросителей. Фактически аппарат представляется в виде независимых параллельных зон, в каждой зоне – ячейочная модель по высоте, различное гидравлическое сопротивление, коэффициенты тепло- и массоотдачи и число ячеек, связанные со скоростью воздуха в зоне.

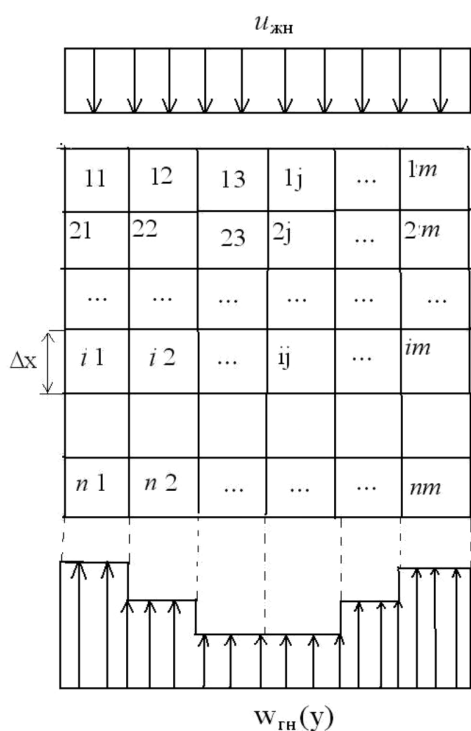


Рис. 3. Условное деление блока оросителей на ячейки при неравномерной подаче воздуха на входе

### Результаты исследования и их обсуждение

В результате расчетов установлено, что при равномерном орошении насадки из-за неравномерности подачи воздуха снижение теплового КПД (15) может составлять на 5–15%.

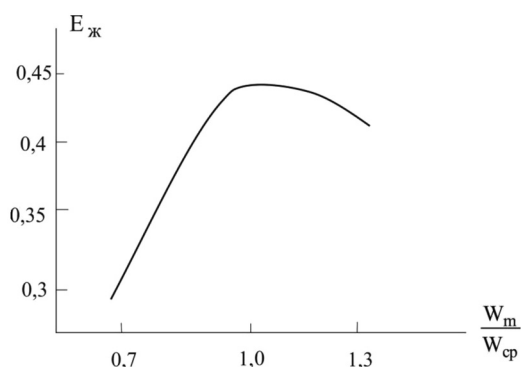


Рис. 4. Зависимость тепловой эффективности от неравномерности распределения воздуха и воды по зонам. Расход в центре  $15 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ , в зонах у стенки  $q = 5 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ . Насадка  $\alpha_v = 75 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , высота блоков насадки  $H = 1,5 \text{ м}$

На рис. 4 представлены результаты расчетов эффективности (15) по зонам градирни

при неравномерности подачи воды и профиля скорости воздуха  $W_m/W_{cp}$ , где  $W_m$  – скорость воздуха в  $m$  – зоне;  $W_{cp}$  – средняя скорость на все сечение градирни. Из рис. 4 видно, что наименьшее значение эффективности при  $W_m/W_{cp} < 1$ , т.е. в зонах с пониженной скоростью воздуха. Расчеты показывают, что при равномерной подаче фаз ( $q = 10 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ ,  $W_r = 1,5 \text{ м/с}$ ) значение  $E_{ж} = 0,44$ . При наличии неравномерностей осредненное КПД для всей градирни составляет  $E_{ж} = 0,342$ , т.е. снижается почти на 30% относительных.

Расчет средней эффективности (15) при наличии неравномерностей выполняется с осредненной температурой воды на выходе по формуле

$$T_{ж\text{ср}} = \frac{\sum_{j=1}^m \rho_{ж} c_{рж} T_j q_j}{\rho_{ж} c_{рж} q_{ср}}, \quad (16)$$

где  $q_i$  – расход воды в  $i$ -й зоне,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $q_{ср}$  – средний расход во всей градирне,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Полученные результаты по влиянию неравномерностей распределения фаз на эффективность процесса согласуются с данными работы насадочных колонн при масштабном переходе [10–13].

### Выводы

В результате применения ячеечной модели структуры потоков, записанной в вертикальном и поперечном направлениях пленочного блока оросителей градирни, показана возможность учета неравномерностей распределения воды и воздуха в поперечном сечении аппарата. Установлено снижение эффективности охлаждения воды при усилении неравномерностей. Представленная математическая модель может быть обобщена на широкий класс тепло- и массообменных аппаратов при диагностике эффективности процессов и проектировании новых контактных устройств.

Работа выполнена в рамках научного проекта РФФ 18-79-10136 «Теоретические методы моделирования и разработки эффективных импортозаменяющих аппаратов очистки и глубокой переработки углеводородного сырья на предприятиях топливно-энергетического комплекса».

### Список литературы

1. Систер В.Г., Пушнов А.С., Пирогова О.В., Карпенко А.С. Современные методы интенсификации процессов тепло- и массообмена в контактных аппаратах с насадкой // Химическая технология. 2018. Т. 19. № 2. С. 81–87.
2. Лагуткин М.Г., Цурикова Н.П., Пушнов А.С. Оптимизация конструкции короткослойной насадки градирен // Энергосбережение и водоподготовка. 2017. № 1 (105). С. 23–26.

3. Гордилов А.А., Беренгартен М.Г., Пушнов А.С. Особенности пленочного течения жидкости по гофрированной поверхности регулярных насадок с перфорацией // Теоретические основы химической технологии. 2016. Т. 50. № 3. С. 334–344.
4. Гладков В.А., Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Вентиляторные градирни. М.: Стройиздат, 1976. 216 с.
5. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий: Справочное пособие / Под общ. ред. В.С. Пономаренко. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.
6. Лаптева Е.А., Лаптев А.Г., Фарахов М.И. Показатели энергоэффективности градирен // Надежность и безопасность энергетики. 2018. Т. 11. № 3. С. 217–221.
7. Холпанов Л.П., Шкадов В.Я. Гидродинамика и тепломассообмен с поверхностью раздела. М.: Наука, 1990. 271 с.
8. Лаптева Е.А., Лаптев А.Г. Прикладные аспекты явлений переноса в аппаратах химической технологии и теплоэнергетики (гидромеханика и тепломассообмен). Казань: Издательство «Печать-Сервис XXI век», 2015. 236 с.
9. Лаптев А.Г., Башаров М.М. Эффективность тепло-массообмена и разделения гетерогенных сред в аппаратах нефтегазохимического комплекса: монография. Казань: Центр инновационных технологий, 2016. 342 с.
10. Масштабный переход в химической технологии: разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования / Под ред. А.М. Розена. М.: Химия, 1980. 320 с.
11. Mitin A., Pushnov A.S., Nikolaykina N.E. Aerodynamic resistance of biofilter with packing from pine cones. Engineering for Rural Development Ser. «13th International Scientific Conference on Engineering for Rural Development – Proceedings», 2014. P. 413–416.
12. Пушнов А.С., Чиж К.В., Беренгартен М.Г. Влияние высоты насадки в колонных аппаратах на эффективность процессов тепло- и массообмена // Химическая техника. 2014. № 1. С. 40–42.
13. Володин О.А., Печеркин Н.И., Павленко А.Н., Зубков Н.Н., Битюцкая Ю.Л. Влияние типа структурирования поверхности на теплоотдачу при испарении и кипении в стекающих пленках // Интерэкспо Гео-Сибирь. 2017. Т. 5. № 1. С. 157–162.