

УДК 66.021.3/4

## **Метод определения эффективности тепломассообмена в пленочной градири с интенсифицированными блоками оросителей\***

**А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева**

*Казанский государственный энергетический университет*

E-mail: grivka100@mail.ru

Для противоточной пленочной градири с регулярной трубчатой насадкой с поверхностными интенсификаторами разработан модифицированный метод единиц переноса с целью определения тепловой эффективности по газовой и жидкой фазам и температуры охлаждаемой воды на выходе. Применен подход представления числа единиц переноса с учетом дополнительных слагаемых с коэффициентами обратного перемешивания, что позволяет косвенно учесть гидродинамическую структуру потоков и снижение эффективности процесса теплообмена по сравнению с моделью идеального вытеснения. Дано описание экспериментальной установки с макетом (колонной) градири из оргстекла диаметром 200 мм и высотой 2 м. Представлены экспериментальные данные для процесса охлаждения воды в блоке регулярной насадки в виде вертикального пучка плотноупакованных полиэтиленовых труб диаметром 0,05 м с кольцевой дискретно-регулярной шероховатостью поверхности. Получены обобщенные расчетные эмпирические выражения для гидравлического сопротивления сухих и орошаемых труб, а также зависимости для объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха при различных плотностях орошения. Выполнена идентификация параметров выражения модифицированного числа единиц переноса по экспериментальным данным тепловой эффективности в газовой фазе. В результате получена зависимость тепловой эффективности в газовой фазе от режимных и конструктивных характеристик регулярной насадки с учетом обратного перемешивания потоков. Показано, что обратное перемешивание снижает тепловую эффективность на 8–15 %, что необходимо учитывать в расчетах пленочных градири. Приведены результаты расчета промышленной градири СК-400 с применением представленных выражений и показано согласование тепловой эффективности работы градири с расчетом по предложенному методу.

**Ключевые слова:** теплообмен, охлаждение воды, градири, метод расчета, интенсификация.

### **Введение**

Градири, предназначенные для охлаждения оборотной воды воздухом, на разных предприятиях и тепловых станциях оборудуются различными типами контактных устройств, называемых блоками оросителей. Чаще всего блоки оросителей представляют собой регулярные насадки конструкций с противоточным или перекрестным током фаз (воды и воздуха). При противотоке обеспечивается максимальная движущая сила теплообмена, поэтому такой способ взаимодействия фаз получил широкое применение

---

\* Работа выполнена при поддержке РНФ (грант № 21-79-10406).

как в крупномасштабных градириях (диаметр которых составляет несколько десятков метров), так и в мини-градириях с размерами 2–6 м. В настоящее время известно несколько сотен различных конструкций регулярных насадок [1–3], которые постоянно совершенствуются и модернизируются [4–6].

При испарительном охлаждении воды воздухом основное сопротивление переносу теплоты и массы влаги сосредоточено в газовой (воздушной) фазе. Поэтому один из способов повышения эффективности тепломассообмена заключается в интенсивной турбулизации воздушного потока, что приводит к возрастанию коэффициентов тепло- и массоотдачи, увеличению доли смоченной поверхности насадки, обеспечению ламинарно-волнового или турбулентного режима течения пленки. Конструкций интенсифицированных блоков с регулярными насадками довольно много, и одно из решений заключается в создании искусственной шероховатости на поверхности в виде выступов, накаток, лепестков, просечек и пр. [1–3, 6], а также гофрированных насадок с движением фаз под некоторым углом относительно вертикальной оси [4, 7, 8].

Математическое моделирование тепломассообменных процессов в системе газ–жидкость в насадках с интенсификаторами является довольно сложной задачей и, за исключением ряда частных случаев [9], имеет полуэмпирический характер [10, 11]. Численные методы позволяют получить приближенное решение, связанное с учетом двухфазности [12, 13].

Для расчета массообменных насадочных колонн (процессы ректификации, абсорбции и экстракции) широко применяются математические модели гидродинамической структуры потоков [14–17], которые учитывают обратное (продольное) и поперечное перемешивание и неоднородности распределения потоков газа и жидкости. Гидродинамическая структура двухфазных потоков изучается на основе статистических методов с использованием функции распределения времени пребывания частиц в потоке. Поток рассматривается как статистическая система частиц, обладающих различным спектром времени пребывания. Для этого используются различные индикаторы (красители, растворы солей и др.), которые вводятся на входе в аппарат, а на выходе измеряются их концентрации, характеризующие структуру потока. После обработки полученных кривых получают коэффициенты обратного перемешивания, которые далее применяются в математических моделях, характеризующих дисперсию потока [18]. Известно, что перемешивание сред и неравномерные профили скоростей уменьшают движущую силу тепломассообмена и эффективность процессов может значительно снизиться (на 20–40 % и более, если не принять специальные конструктивные меры). Очевидно, что обратное перемешивание и неоднородности распределения фаз необходимо учитывать в расчетах при проектировании или модернизации промышленных аппаратов как с насадками, так и с барботажными тарелками, а также другими контактными устройствами со сложной гидродинамической обстановкой [3, 6, 14–19].

Градири с пленочными блоками оросителей фактически относятся к классу насадочных тепломассообменных аппаратов. Возможно использование апробированных методов их расчета на основе подходов для ректификационных, абсорбционных и экстракционных колонн с насадками.

Целью настоящей работы является применение в практических расчетах метода единиц переноса для определения тепловой эффективности в газовой и жидкой фазах с учетом гидродинамической структуры потоков в блоке оросителей с регулярной трубчатой насадкой с кольцевой дискретно-регулярной шероховатостью поверхности.

### Математическая модель

Метод единиц переноса основан на применении уравнений теплового и материального балансов и уравнений тепло- и массопередачи. Причем в процессах и аппаратах химической технологии применяется массообменное число единиц переноса. Для расчета тепловых процессов этот метод предложили использовать В.В. Кафаров и др. [20]. Модели гидродинамической структуры потоков стали применяться для расчета теплообменников с поверхностными [21, 22] и объемными интенсификаторами [23, 24], пленочных градилен [25, 26], а также насадочных газосепараторов аэрозолей [17].

На основе подхода Меркеля и аналогии Льюиса тепловой поток в градилене принято представлять в следующей форме [27]:

$$Q = G(I_k - I_n) = \beta_x F \Delta I_{\text{ср}}. \quad (1)$$

Выражение (1) запишем в виде

$$\frac{\beta_x F}{G} = \frac{I_k - I_n}{\Delta I_{\text{ср}}}, \quad (2)$$

где  $\beta_x F / G = N_\Gamma$  — число единиц переноса.

При  $\Delta I_6 / \Delta I_M \leq 2$  значение  $\Delta I_{\text{ср}}$  записывается как среднее арифметическое:  $\Delta I_{\text{ср}} = 0,5(\Delta I_6 + \Delta I_M)$ , а при  $\Delta I_6 / \Delta I_M > 2$  — как среднее логарифмическое:  $\Delta I_{\text{ср}} = (\Delta I_6 - \Delta I_M) / (\ln(\Delta I_6 / \Delta I_M))$ , где  $\Delta I_6 = I_n^* - I_n$ ,  $\Delta I_M = I_k^* - I_k$  — большее и меньшее значения движущих сил тепломассообмена, Дж/кг;  $I_n^* = f(T_{\text{жк}}, \varphi = 100 \%)$ ,  $I_k^* = f(T_{\text{жн}}, \varphi = 100 \%)$  — значения энтальпий на линии насыщения при соответствующих температурах воды и относительной влажности воздуха  $\varphi = 100 \%$ .

Для насадки выражение  $N_\Gamma$  запишем в виде

$$N_\Gamma = \frac{\beta_x a_v \psi_w S_K H}{G}, \quad (3)$$

где  $\beta_x a_v \psi_w = \beta_{xv}$  — объемный коэффициент массоотдачи, кг/(м<sup>3</sup>·с).

Из выражений (2), (3) высота слоя насадки при заданном температурном и гидродинамическом режимах равна

$$H = \frac{G}{\beta_x a_v \psi_w S_K} \left( \frac{I_k - I_n}{\Delta I_{\text{ср}}} \right), \quad (4)$$

что соответствует модели идеального вытеснения потока. За счет перемешивания теплоносителей требуемая высота насадки будет больше, чем в расчете по выражению (4).

Обратное перемешивание потоков было предложено к учету в [16–18] с применением эмпирических слагаемых в виде отношения коэффициентов обратного перемешивания к средней скорости фаз. Тогда выражение (4) принимает вид

$$H = \left( \frac{G}{\beta_x a_v \psi_w S_K} + b_\Gamma \frac{D_{\text{пр}}}{w_\Gamma} + b_{\text{ж}} \frac{D_{\text{пж}}}{u_{\text{ж}}} \right) \frac{I_k - I_n}{\Delta I_{\text{ср}}}. \quad (5)$$

Выражение (5) запишем, используя модифицированные числа Пекле, учитывающие структуру потоков в насадке:

$$H = \left[ \frac{G}{\beta_x a_v \psi_w S_K} + d_3 (b_{\Gamma} \text{Pe}_{\text{эг}}^{-1} + b_{\text{ж}} \text{Pe}_{\text{эж}}^{-1}) \right] \frac{I_K - I_H}{\Delta I_{\text{ср}}}. \quad (6)$$

В (6) отношение высоты насадки  $H$  к выражению в квадратных скобках есть модифицированное (как называют в литературе — «фиктивное») значение числа единиц переноса с учетом обратного перемешивания теплоносителей в газовой и жидкой фазах, то есть

$$N'_{\Gamma} = H \left[ \frac{G}{\beta_x a_v \psi_w S_K} + d_3 (b_{\Gamma} \text{Pe}_{\text{эг}}^{-1} + b_{\text{ж}} \text{Pe}_{\text{эж}}^{-1}) \right]^{-1}. \quad (7)$$

Как показано в работах [17, 23–26], значения эмпирических коэффициентов  $b_{\Gamma}$  и  $b_{\text{ж}}$  незначительно отличаются от единицы для насадочных аппаратов.

Зная  $N'_{\Gamma}$ , можно использовать известное выражение тепловой эффективности для идеального вытеснения [16], где влияние обратного перемешивания потоков учитывается числами Пекле в выражении (7):

$$E_{\Gamma} = 1 - \exp(-N'_{\Gamma}). \quad (8)$$

При  $\text{Pe}_{\text{эг}} \gg 1$  и  $\text{Pe}_{\text{эж}} \gg 1$  обратное перемешивание потоков можно не учитывать (в инженерных расчетах — более 20), что наблюдается не для всех типов контактных устройств. На обратное перемешивание в первую очередь влияют форма насадки, интенсификаторы на поверхности и двухфазность потоков.

### Экспериментальные данные

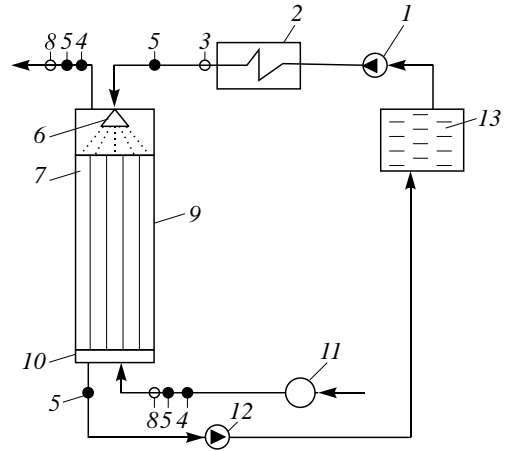
Для идентификации  $b_{\Gamma}$  и  $b_{\text{ж}}$  в выражении (7) для блока оросителей в виде регулярной насадки с шероховатой поверхностью использованы экспериментальные данные, полученные на макете градирни при противотоке фаз.

Макет градирни выполнен из оргстекла с наружным диаметром 200 мм и внутренним 190 мм, высота колонны 2 м. В колонке размещен вертикальный пучок полиэтиленовых труб (10 шт. при плотной упаковке без деформации). Диаметр труб 50 мм, высота регулярной насадки  $H = 1,0$  м, удельная поверхность  $a_v = 110 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ,  $\varepsilon_{\text{св}} = 0,95$ . Диаметр труб (50 мм) выбран исходя из широко применяемых в промышленных градирнях. Для экспериментов использовались полиэтиленовые трубы, которые распространены как в промышленности, так и в бытовых условиях. Полиэтиленовые трубы имеют кольцевую дискретно-регулярную шероховатость в виде прямоугольных наружных выступов и внутренних впадин с размерами  $4,5 \times 3,9$  мм и шагом 2,5 мм. Шероховатость обеспечивает развитое волновое течение пленки воды, что повышает эффективность теплообмена [6, 9, 28]. Так как при охлаждении воды воздухом основное сопротивление теплообмену сосредоточено в газовой фазе, то было выполнено исследование эффективности теплообмена в жидкой и газовой фазах и гидравлического сопротивления насадки, а не волнового течения пленки жидкости.

Начальная температура воды на охлаждение составляла  $35 - 40$  °С, начальная температура окружающего воздуха —  $24 - 28$  °С. Эксперименты проводились в летнее время. Плотность орошения  $q_{\text{ж}}$  от 8,8 до  $19,4 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , скорость воздуха на поперечное сечение градирни без насадки  $w_{\Gamma} = 0,8 - 2,7$  м/с. Погрешность экспериментальных исследований  $\pm (8 - 10) \%$ . Схема установки приведена на рис. 1.

Рис. 1. Схема установки с насадочной колонной.

- 1 — насос, 2 — теплообменник, 3 — ротаметр, 4 — датчики давления, 5 — термопары, 6 — распылительное устройство, 7 — регулярная насадка, 8 — датчики влагосодержания, 9 — колонна, 10 — опорная решетка, 11 — воздуходувка, 12 — насос, 13 — бак-накопитель.



Макет насадочной колонны представляет собой аппарат (колонну) диаметром 0,2 м из оргстекла с установленной вертикально регулярной насадкой. Исходная жидкость (вода) из бака-накопителя 13 по трубопроводу насосом 1 подается в теплообменник 2, где подогревается до 40 °С. Расход воды измеряется ротаметром 3, перепад давления в колонне измеряется датчиками давления 4, температура воды и воздуха — термопарами 5. Далее вода через распылительное устройство в виде душа 6 поступает на слой регулярной насадки 7 в колонну 9. Насадка устанавливается на опорную решетку 10. Воздух подается газодувкой 11. Вода из колонны подается насосом 12 в емкость 13. Влажность на входе и выходе измеряется датчиками влагосодержания 8. При прохождении через слой регулярной насадки за счет пленочного течения воды по ее поверхности происходит увеличение межфазного контакта «жидкость — газ», в результате имеет место интенсификация процессов тепломассообмена при охлаждении воды.

В результате обработки экспериментальных данных по перепаду давления газа получены значения коэффициентов гидравлического сопротивления сухой  $\xi_{\text{сух}}$  и орошаемой  $\xi_{\text{ор}}$  насадки с шероховатой поверхностью:

$$\xi_{\text{сух}} = \frac{2,2}{\text{Re}_{\text{гр}}^{0,38}}, \quad \xi_{\text{ор}} = \xi_{\text{сух}} + 0,23 \frac{\text{Re}_{\text{ж}}^{0,5}}{\text{Re}_{\text{гр}}^{0,45}}. \quad (9)$$

Здесь  $2000 < \text{Re}_{\text{гр}} < 5600$ ,  $\text{Re}_{\text{гр}} = w_{\text{г}} d_{\text{з}} / \nu_{\text{г}}$  — число Рейнольдса в газовой фазе,  $8,8 < q_{\text{ж}} < 19,4 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ,  $\text{Re}_{\text{ж}} = 4q_{\text{ж}} / (3600 a_{\text{в}} \nu_{\text{ж}})$  — число Рейнольдса для жидкой фазы в насадке ( $80 < \text{Re}_{\text{ж}} < 250$ ).

После обработки экспериментальных тепломассообменных характеристик охлаждения воды получены значения объемного коэффициента массоотдачи при различных нагрузках по фазам в насадке. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха при различных плотностях орошения приведена на рис. 2. Установлено, что при повышении как скорости воздуха, так и плотности орошения водой объемный коэффициент массоотдачи увеличивается, что соответствует известным зависимостям для пленочных градиен [6, 27].

Экспериментальный коэффициент массоотдачи, определяемый из (1):

$$\beta_{\text{хв}} = \frac{Q}{\Delta I_{\text{ср}} H S_{\text{к}}}, \quad (10)$$

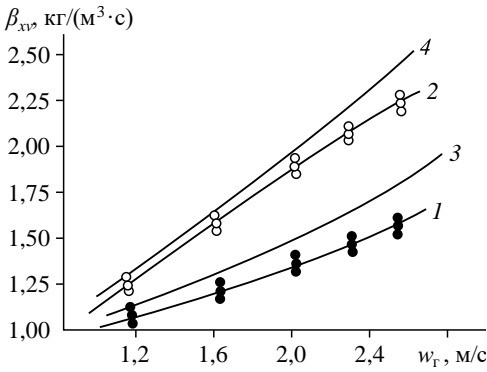


Рис. 2. Зависимость объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха.

Точки — экспериментальные данные;  
линии 1, 2 — осредненные данные эксперимента;  
линии 3, 4 — расчет по выражению (12);  
 $q_{ж} = 8,8$  (1, 3) и  $19,4$  (2, 4)  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

удовлетворительно согласуется с расчетом по уравнению, полученному на основе модификации гидродинамической аналогии для каналов с шероховатой поверхностью ( $\text{Re}_{\text{эГ}} > 500$ ) [29]:

$$\text{Sh}_{\Gamma} = 0,158 \text{Re}_{\text{эГ}}^{0,85} (\xi_{\text{оп}} / 8)^{0,429} \text{Sc}_{\Gamma}^{0,33}. \quad (11)$$

С учетом выражения (11) объемный коэффициент массоотдачи вычисляется по формуле

$$\beta_{xv} = \beta_{\Gamma} \rho_{\Gamma} a_v \psi_w, \quad (12)$$

где  $\psi_w$  — коэффициент смачиваемости поверхности насадки водой ( $\psi_w \leq 1$ ) [16]. Однако следует учитывать, что не вся смоченная поверхность участвует в процессе тепломассопередачи, поэтому смоченную поверхность иногда заменяют на активную  $\psi_a$  ( $\psi_a < \psi_w$ ) [3, 16].

Например, в рассмотренном примере при  $q_{ж} = 8,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$  имеем  $\psi_w \approx 0,7$  и  $\psi_a \approx 0,6$ . Выражения (11), (12) обеспечивают согласование с экспериментальными данными, представленными на рис. 2, с расхождением 8–16 %. Причем при увеличении скорости газа расхождение возрастает до 16 отн. %, однако для двухфазных сред такая погрешность является удовлетворительной.

Экспериментальные данные по гидродинамической структуре потоков для этой насадки не получены, поэтому в расчетах использованы эмпирические выражения для трубчатой насадки из работ [3, 16, 17]. В жидкой фазе (в пленке) выражение для числа Пекле имеет вид [16]

$$\text{Pe}_{\text{ж}} = \frac{u_{\text{ж}} H}{D_{\text{пж}}} = A \text{Re}_{\text{ж}}^m \text{Ga}_d^{0,1} (H / \theta)^{0,68}. \quad (13)$$

Коэффициенты  $A$  и  $m$  зависят от числа Рейнольдса  $\text{Re}_{\text{ж}}$  (табл. 1).

В газовой фазе для регулярной трубчатой насадки [17] имеем

$$\text{Pe}_{\Gamma} = \frac{0,43 H}{d_3 \sqrt{\xi_{\text{оп}}}}. \quad (14)$$

Таблица 1  
Коэффициенты в выражении (13)

$\text{Re}_{\text{ж}}$	$A$	$m$
50–340	0,0171	–0,36
340–1200	$3,88 \cdot 10^{-3}$	0,66
1200–2500	0,0367	–0,24

Очевидно, что при пленочном противоточном режиме (слабое взаимодействие фаз) число Пекле в жидкой фазе  $Re_{ж}$  не зависит от скорости газа, а только от плотности орошения. В газовой фазе  $Re_{г}$  зависит от скорости газа и плотности орошения через коэффициент гидравлического сопротивления  $\xi_{ор}$  орошаемой насадки.

В выражениях (6) и (7) числа Пекле  $Re_{э}$  отнесены к эквивалентному диаметру насадки. Тогда, имея значения  $Re_{ж}$  (13) и  $Re_{г}$  (14), запишем  $Re_{эг} = Re_{г}d_{э} / H$  и  $Re_{эж} = Re_{ж}d_{э} / H$ .

Из эксперимента получены значения тепловых и массообменной эффективностей по газовой и жидкой фазам, которые, как известно, имеют вид

$$E_{г} = \frac{I_{к} - I_{н}}{I_{к}^* - I_{н}}, \quad E_{ж} = \frac{T_{жн} - T_{жк}}{T_{жн} - T_{мг}}, \quad E_x = \frac{x_{к} - x_{н}}{x_{к}^* - x_{н}}, \quad (15)$$

где  $I_{к}^*$  — значение энтальпии воздуха при  $T_{жн}$  и относительной влажности воздуха  $\varphi = 100\%$ , т. е. на линии насыщения  $I_{к}^* = (c_{рг} + c_{рп}x_{к}^*)T_{жн} + r_0x_{к}^*$ ;  $x_{к}^*$  — влагосодержание воздуха (кг/кг) при  $T_{жн}$  и  $\varphi = 100\%$ .

Уравнение теплового баланса для градирни

$$Q = Lc_{рж}(T_{жн} - T_{жк}) + Q_u = G(I_{к} - I_{н}), \quad (16)$$

где  $Q_u$  — поток теплоты с испарившейся водой, Вт;  $Q_u = c_{рж}T_{жн}G(x_{к} - x_{н})$  или  $Q_u = c_{рж}T_{жн}E_xG(x_{к}^* - x_{к})$ , что следует из выражения (15) для эффективности переноса влаги  $E_x$ .

Очевидно, что  $E_x = E_{г}$ , так как при идентичной гидродинамической обстановке механизмы переноса теплоты и массы в газовой фазе будут аналогичными при допущении  $Le_{г} \approx 1$  ( $Le_{г}$  — число Льюиса).

Из выражений (15), (16) найдем отношение

$$\frac{E_{г}}{E_{ж}} = \frac{Lc_{рж}(T_{жн} - T_{мг}) + Q_u}{G(I_{к}^* - I_{н})}. \quad (17)$$

Таким образом, при определении тепловой эффективности  $E_{г}$  по выражению (8) из отношения (17) можно найти тепловую эффективность охлаждения воды  $E_{ж}$  и температуру на выходе градирни  $T_{жк} = T_{жн} - E_{ж}(T_{жн} - T_{мг})$ .

### Результаты расчетов

В результате идентификации коэффициентов  $b_{г}$  и  $b_{ж}$  в выражении (7) по полученным экспериментальным данным тепловой эффективности в газовой фазе  $E_{г}$  установлена слабая зависимость от скорости газа и некоторая зависимость от плотности орошения. Получим  $b_{г} \approx b_{ж} = 35,8 / Re_{ж}^{0,66}$  при  $2000 < Re_{эг} < 5600$  и  $80 < Re_{ж} < 250$ . Тогда выражение тепловой эффективности (8) с  $N'_{г}$  (7) запишется в виде

$$E_T = 1 - \exp \left[ -H \left[ \frac{G}{\beta_x a_v S_k \psi_w} + \frac{35,8 d_3}{\text{Re}_ж^{0,66}} \left( \frac{1}{\text{Pe}_{\text{эг}}} + \frac{1}{\text{Pe}_{\text{эж}}} \right) \right]^{-1} \right], \quad (19)$$

где  $G/(\rho_T S_k) = w_T$  — скорость воздуха в градирне, м/с.

На рис. 3 представлены экспериментальные данные тепловой эффективности  $E_T$  (15) и результаты расчета по выражению (19). На рис. 4 приведены экспериментальные значения тепловой эффективности  $E_{\text{ж}}$  в зависимости от скорости воздуха при различной плотности орошения и экспериментальная тепловая эффективность  $E_{\text{ж}}$  для гладких труб. Шероховатость поверхности повышает тепловую эффективность на 7–8 % в зависимости от режима.

Из расчетных и экспериментальных данных следует, что без учета обратного перемешивания теплоносителей (см. рис. 3, кривые 1а, 2а) получаем завышенные на 8–15 % значения тепловой эффективности  $E_T$ , что влияет на расчет эффективности в жидкой фазе  $E_{\text{ж}}$  и температуры охлаждения воды.

Выполнены расчеты требуемой высоты  $H$  блоков оросителей с различными насадками при заданных температурном режиме и расходах воды и воздуха для промышленной градирни СК-400. Плотность орошения  $q_{\text{ж}} = 8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , средняя скорость воздуха  $w_T = 2,0 \text{ м/с}$ , начальная и конечная температуры воды  $T_{\text{жн}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $T_{\text{жк}} = 24,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура мокрого термометра  $T_{\text{мт}} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$ , тепловая эффективность  $E_{\text{ж}} = 0,531$ .

Результаты расчетов высоты различных блоков оросителей в градирне СК-400 диаметром 20 м представлены на гистограмме (рис. 5).

Из полученных данных следует, что наиболее эффективными блоками являются ПР50 (решетчатые элементы в виде призм из полиэтилена), которые обеспечивают значительную турбулизацию воздуха за счет формы элементов.

В табл. 2 приведены данные промышленной эксплуатации градирни СК-400 на АО «Казаньоргсинтез» с полиэтиленовой сетчатой насадкой из цилиндров диаметром 50 мм и с высотой блоков  $H = 1,8 \text{ м}$  (столбцы 1–6). Плотность орошения  $8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ , скорость

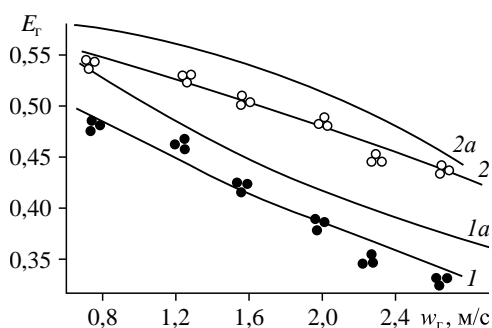


Рис. 3. Зависимость тепловой эффективности в воздушной фазе от скорости воздуха.

Точки — экспериментальные данные;  
линии 1, 2 — расчет по выражению (19);  
линии 1а, 2а — расчет по модели идеального вытеснения;  $q_{\text{ж}} = 8,8$  (1) и  $19,4$  (2)  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

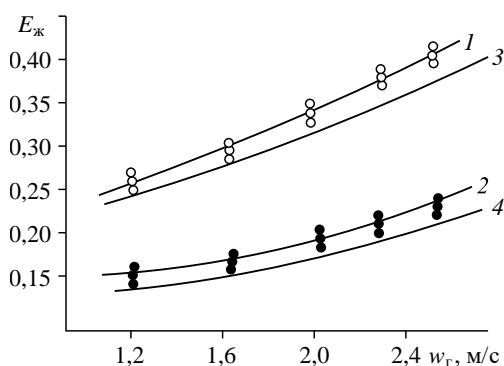


Рис. 4. Зависимость эффективности охлаждения воды от скорости воздуха.

Точки — экспериментальные данные;  
линии 1, 2 — расчет по формуле (17) с  $E_T$  (19);  
линии 3, 4 — осредненные экспериментальные данные для гладких труб;  
 $q_{\text{ж}} = 8,8$  (1, 3) и  $19,4$  (2, 4)  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ .

Рис. 5. Высота блоков оросителей при заданных режимных характеристиках охлаждения воды.

1 — насадка ПР50, 2 — Бальке-Дюрр, 3 — ТПВВ, 4 — гофрированные витые трубы (ТР44), 5 — асбестовые блоки, 6 — полиэтиленовые трубы с дискретно-регулярной шероховатостью.

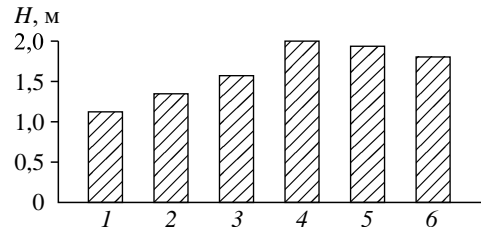


Таблица 2

Промышленные и расчетные данные тепловой эффективности градирни СК-400

Месяц	$T_{\text{жн}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{жк}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{гн}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{мт}}, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$E_{\text{ж}}, \text{пром.}$	$E_{\text{ж}}, \text{расчет идеал. вытеснение}$	$E_{\text{ж}}, \text{расчет по (17), (19)}$
	1	2	3	4	5	6	7	8
Январь	22	17	-20	—	70–75	0,23	0,36	0,27
Апрель	26	19	5	2	78–79	0,29	0,43	0,32
Июль	33	29	28	18	60–70	0,21	0,32	0,25
Сентябрь	28	22	15	7	80–85	0,29	0,42	0,31

воздуха  $w_r = 2,0$  м/с. В столбце 6 — тепловая эффективность промышленной градирни; в столбце 7 — расчет на основе модели идеального вытеснения; в столбце 8 — расчеты с учетом структуры потоков. Из расчетов следует, что неучет обратного перемешивания теплоносителей приводит к завышенному на 25–35 отн. % значению  $E_{\text{ж}}$  по сравнению с данными работы промышленной градирни. Таким образом, подтверждена адекватность представленного модифицированного метода единиц переноса и необходимость в учете гидродинамической структуры потоков воды и воздуха в промышленной градирне.

Расхождение расчетных значений  $E_{\text{г}}$  и  $E_{\text{ж}}$  с учетом структуры потоков со значениями эффективности промышленной градирни лежит в пределах погрешности измерений, т.е.  $\pm (5-8) \%$ .

### Выводы

В результате проведенных исследований показана возможность применения модифицированного метода единиц переноса в расчетах тепловой эффективности пленочной градирни с интенсифицированными блоками оросителей. Рассмотренный модифицированный метод единиц переноса можно представить как упрощенное решение диффузионной модели гидродинамической структуры потоков с учетом обратного перемешивания теплоносителей в газовой и жидкой фазах. В явном виде получено выражение для числа единиц переноса, которое косвенно учитывает гидродинамическую структуру потоков в фазах, где параметры определены на основе экспериментальных исследований, выполненных на макете градирни с трубчатой насадкой с шероховатой поверхностью. В результате проведенной идентификации параметров модели получены результаты расчета тепловой эффективности в газовой фазе, а на основе теплового баланса — в жидкой фазе, что дает возможность определить конечную температуру охлаждаемой воды и решать задачи проектирования или модернизации градирни. Показана адекватность рассмотренного метода расчета тепловой эффективности градирни по данным промышленной эксплуатации.

## Обозначения

$a_v$ — удельная площадь поверхности насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$ ,	$N_r$ — число единиц переноса,
$\nu_r, \nu_{ж}$ — коэффициенты кинематической вязкости газа и жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$ ,	$Q$ — поток теплоты, Вт,
$\beta_r$ — коэффициент массоотдачи, $\text{м}/\text{с}$ ,	$q_{ж}$ — плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ или $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ,
$\beta_x$ — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ,	$r_o$ — скрытая теплота парообразования воды, Дж/кг,
$\beta_{xv}$ — объемный коэффициент массоотдачи, $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{с})$ ,	$S_k$ — площадь поперечного сечения градирни, где размещена насадка, $\text{м}^2$ ,
$\varepsilon_{св}$ — удельный свободный объем насадки, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ,	$T_{жн}, T_{жк}$ — начальная и конечная температуры воды, $^{\circ}\text{C}$ ,
$c_{рг}$ — удельная теплоемкость сухого воздуха, Дж/(кг·К),	$T_{мт}$ — температура окружающего воздуха по смоченному термометру, $^{\circ}\text{C}$ ,
$c_{рп}$ — удельная теплоемкость водяного пара, Дж/(кг·К),	$w_r, u_{ж}$ — средние скорости газа и жидкости в насадке, $\text{м}/\text{с}$ ,
$c_{рж}$ — удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К),	$\sigma$ — поверхностное натяжение, Н/м,
$b_r, b_{ж}$ — эмпирические коэффициенты,	$\psi_w$ — коэффициент смачиваемости поверхности насадки ( $\psi_w \leq 1$ ),
$D_r$ — коэффициент диффузии влаги в воздухе, $\text{м}^2/\text{с}$ ,	$Re_{эг} = w_r d_3 / D_{пг}$ ; $Re_{эж} = w_r d_3 / D_{пж}$ — числа Пекле обратного перемешивания потоков (критерий Боденштейна);
$D_{пг}, D_{пж}$ — коэффициенты обратного (продольного) перемешивания в газовой и жидкой фазах, $\text{м}^2/\text{с}$ ,	$d_3$ — эквивалентный диаметр насадки, м,
$E_{ж}, E_r$ — тепловая эффективность,	$Sh_r = \beta_r d_3 / D_r$ — число Шервуда,
$F$ — площадь межфазной поверхности газ–жидкость, $\text{м}^2$ ,	$Sc_r = \nu_r / D_r$ — число Шмидта,
$G$ — массовый расход воздуха, кг/с,	$Re_{ж} = 4q_{ж} / (a_v \nu_{ж})$ — число Рейнольдса для насадки,
$I_n, I_k$ — начальное и конечное значения удельной энтальпии воздуха, Дж/кг,	$Re_r = w_r d_3 / \nu_r$ — число Рейнольдса,
$\Delta I_{ср}$ — средняя движущая сила тепломассообмена в виде разности энтальпий, Дж/кг,	$Ga_d = g \chi^3 / \nu_{ж}^2$ — число Галилея,
$\xi$ — коэффициент гидравлического сопротивления,	$\chi = \sqrt{\sigma / g \rho_{ж}}$ — капиллярная постоянная, м,
$x$ — влагосодержание воздуха, кг/кг,	$\theta = (\nu_{ж}^2 / g)^{1/3}$ — приведенная толщина пленки, м.
$\rho_r$ — плотность газа, кг/м <sup>3</sup> ,	
$H$ — высота слоя насадки, м,	
$L$ — массовый расход воды, кг/с,	

## Индексы

б — больше,	н — начальное,
г — газ,	ор — орошаемая насадка,
ж — жидкость,	сух — сухая насадка,
к — конечное значение; колонна,	э — эквивалентный,
м — меньше,	* — равновесное значение.

## Список литературы

1. Сокол Б.А., Чернышев А.К., Баранов Д.А. Насадки массообменных колонн. М.: Галилея-принт, 2009. 358 с.
2. Витковская Р.Ф., Пушнов А.С., Шинкунас С. Аэрогидродинамика и тепломассообмен насадочных аппаратов. СПб.: Лань-Пресс, 2019. 288 с.
3. Каган А.М., Лантев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов. Казань: Отечество, 2013. 454 с.
4. Dmitriev A.V., Madyshev I.N., Kharkov V.V., Dmitrieva O.S., Zinurov V.E. Experimental investigation of fill pack impact on thermal-hydraulic performance of evaporative cooling tower // Thermal Sci. and Eng. Progress. 2021. Vol. 22. P. 430–434.
5. Ramkrishnan R., Arumugam R. Experimental study of cooling tower performance using ceramictile packing// Proc. Appl. Ceramics. 2013. Vol. 7, No. 1. P. 21–27.
6. Пушнов А.С., Пурикова Н.П., Шинкунас С. и др. Совершенствование конструкций контактных устройств для градирен / Под об. ред. А.С. Пушнова, А. Сакалаускаса. СПб.: Политех-пресс, 2020. 380 с.
7. Ramkumar R., Ragupathy A. Optimization of cooling tower performance with different types of packings using Taguchi approach // J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. 2015. Vol. 37. P. 929–936.

8. Rahmati M., Alavi S.R., Tavakoli M.R. Experimental investigation on 486 performance enhancement of forced draft wet cooling towers with special emphasis on the role of stage numbers // *Energy Conv. Manag.* 2016. Vol. 126. P. 971–981.
9. Холпанов Л.П., Шкадов В.Я. Гидродинамика и тепломассообмен с поверхностью раздела. М.: Наука, 1990. 270 с.
10. Ju P., Liu Y., Brooks C.S., Ishii M. Prediction of interfacial shear stress of vertical upward adiabatic annular flow in pipes // *Int. J. Heat and Mass Transfer.* 2019. No. 133. P. 500–509.
11. Klimanek A., Bialecki R.A. Solution of heat and mass transfer in counter flow wetcooling tower fills // *Int. Commun. Heat and Mass Transfer.* 2009. Vol. 36. P. 547–553.
12. Meneceur N. Numerical and experimental studies of heat and mass transfer process through packing zone in a counter-flow wet cooling tower // *IJMM-IJENS.* 2017. Vol. 17, No. 06. P. 111–120.
13. Нухлк Т. Cooling tower fill modeling using one dimensional model of heat and mass transfer // *Eng. Mechanics.* 2014. Vol. 21, No. 2. P. 129–134.
14. Комиссаров Ю.А., Гордеев Л.С., Вент Д.П. Процессы и аппараты химической технологии / Под ред. Ю.А. Комиссарова. М.: Химия, 2011. 216 с.
15. Разинов А.И., Клинов А.В., Дьяконов Г.С. Процессы и аппараты химической технологии. Минобрнауки России, Казан. нац. исслед. технол. ун-т. Казань: Изд-во КНИТУ, 2017. 687 с.
16. Рамм В.М. Абсорбция газов: М.: Химия, 1976. 656 с.
17. Лаптев А.Г., Башаров М.М., Лаптева Е.А. Математические модели и методы расчетов тепломассообменных и сепарационных процессов в двухфазных средах. Казань: КГЭУ; Старый Оскол: ТНТ, 2021. 285 с.
18. Гельперин Н.И., Пебалк В.Л., Кастанян А.Е. Структура потоков и эффективность колонных аппаратов химической промышленности. М.: Химия, 1977. 261 с.
19. Жуков В.Е., Павленко А.Н., Сухорукова Е.Ю., Чернявский А.Н. Распределение параметров потока газа на выходе из структурированной насадки // *Теплофизика и аэромеханика.* 2023. Т. 30, № 1. С. 21–31.
20. Кафаров В.В., Винаров А.Ю., Гордеев Л.С. Моделирование и системный анализ биохимических производств. М.: Лесн. пром-сть, 1985. 280 с.
21. Голованчиков А.Б., Воротнева С.Б. Моделирование работы двухтрубного теплообменника с учетом теплодиффузии газового теплоносителя // *Изв. вузов. Химия и хим. технология.* 2015. Т. 58, вып. 9. С. 58–62.
22. Голованчиков А.Б., Воротнева С.Б., Дулькин Б.А. Влияние структуры потоков и термического сопротивления на технологические параметры двухтрубного теплообменника // *Изв. ВолгГТ.* 2014. № 25 (152). С. 121–126.
23. Laptev A.G., Farakhov T.M., Lapteva E.A. Thermal hydraulic effectiveness of heat exchangers with volumetric enhancers for high-viscosity liquid media // *J. Eng. Thermophys.* 2021. Vol. 30, No. 2. P. 293–299.
24. Laptev A.G., Farakhov T.M., Afanas'ev E.P. Efficiency of the process of heating of fuels and oils in intensified heat exchangers // *Chem. Petrol. Eng.* 2019. Vol. 54, No. 9, 10. P. 636–643.
25. Laptev A.G., Lapteva E.A. Determination of the thermal efficiency and height of the blocks of countercurrent cooling tower sprinklers // *J. Eng. Phys. Thermophys.* 2020. Vol. 93, No. 3. P. 693–699.
26. Lapteva E.A., Stolyarova E.Y., Laptev A.G. Thermohydraulic efficiency of the process of cooling of water in miniature cooling towers with regular packing // *Chem. Petrol. Eng.* 2018. Vol. 54, No. 3–4. P. 161–164.
27. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градири промышленных и энергетических предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.
28. Актершев С.П., Алексеенко С.В., Цвелодуб О.Ю. Теоретическое моделирование гидродинамики и теплопереноса в волновых пленках жидкости при сложных условиях течения (обзор) // *Теплофизика и аэромеханика.* 2022. Т. 29, № 1. С. 1–36.
29. Лаптев А.Г., Лаптева Е.А. Модель тепло- и массоотдачи в шероховатых и орошаемых каналах // *Теплофизика и аэромеханика.* 2015. Т. 22, № 4. С. 453–458.

*Статья поступила в редакцию 12 июля 2023 г.,  
после доработки — 16 ноября 2023 г.,  
принята к публикации 21 ноября 2023 г.*