

УДК 536.423.4

## НОВЫЙ СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЭЖЕКЦИОННЫХ ГРАДИРЕН

А.А. Бринь, А.И. Петручик

Институт теплообмена им. А.В. Лыкова

Одной из основных задач, стоящих в настоящее время перед промышленностью, является экономия энергетических ресурсов и снижение материалоемкости оборудования. В этом смысле перспективностью использования эжекционных градирен для охлаждения оборотной воды отмечалась многими авторами [1–5]. На сегодняшний день эжекционные градирни широко применяются в различных отраслях промышленности за рубежом [6–8].

Принцип работы эжекционной градирни показан на рис. 1.

Охлаждаемая вода в ней под давлением 0,5–4,0 кгс/см<sup>2</sup> подается в распылители, установленные в воздухоподводящих окнах. Мелкодисперсные капли воды равномерно заполняют освобож-

денное от оросителя пространство градирни. Теплообмен между водой и воздухом происходит на высокоразвитой поверхности капель. Теплый и влажный воздух поднимается вверх, а охлажденная вода собирается в водосборном бассейне. При этом скоростной поток капель эжектирует окружающий воздух внутрь градирни, создавая дополнительный приток охлаждающего воздуха.

Таким образом, эжекционные градирни могут работать без вентилятора, оросителя и других элементов, что позволяет в ряде случаев создать простые по конструкции устройства для охлаждения воды. При высоких требованиях к охлаждению необходима установка вентилятора и каплеуловителя. Преимущество схем таких градирен как с вентилятором, так и без него состоит в отсутствии оросителя, что актуально для предприятий металлургии и нефтехимии.

Одним из перспективных методов исследования и расчета эжекционных градирен является математическое моделирование. В основе разработанной математической модели лежат полученные ранее авторами модели испарительного охлаждения капель воды [9–11]. Данные модели с высокой точностью описывают процессы тепло- и массообмена падающих в потоке воздуха капель воды. Для математического моделирования процессов в эжекционной градирне требуется дополнительно учесть специфику гидродинамических и аэродинамических процессов.

Как и в моделях [9–11], выберем ось  $z$  вертикально вниз. При этом значение для скорости капель, движущихся вверх, будет отрицательным, а для капель движущихся вниз — положительным. Математическая модель представляет собой систему из восьми обыкновенных дифференциальных уравнений:

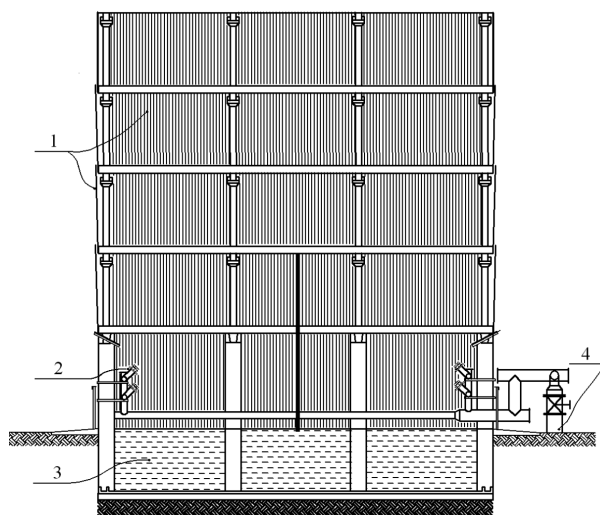


Рис. 1. Схема эжекционной градирни:  
1 — обшивка, 2 — распылители воды;  
3 — водосборный бассейн,  
4 — подводный трубопровод

уравнение, описывающее изменение радиуса движущейся вверх капли  $R_1(z)$ , вследствие ее испарения:

$$\frac{dR_1(z)}{dz} = -\frac{\gamma(Re)[\rho_s(T_1(z)) - \rho_v(z)]}{\rho_w v_1(z)}, \quad (1)$$

где  $\rho_v(z)$  — плотность паров воды в воздухе в зависимости от координаты  $z$ .

Уравнение, описывающее изменение радиуса движущейся вниз капли  $R_2(z)$ , вследствие ее испарения:

$$\frac{dR_2(z)}{dz} = -\frac{g(Re)[r_s(T_2(z)) - r_v(z)]}{r_w v_2(z)}, \quad (2)$$

уравнение, определяющее изменение скорости  $v_1(z)$  движущейся вверх капли:

$$\frac{dv_1(z)}{dz} = \frac{g}{v_1(z)} - C(Re) \cdot \frac{\rho_a [v_1(z) - v_a]^2}{2v_1(z)} \cdot \frac{\pi R_1(z)^2}{m}; \quad (3)$$

уравнение, определяющее изменение скорости  $v_2(z)$  движущейся вниз капли:

$$\frac{dv_2(z)}{dz} = \frac{g}{v_2(z)} - C(Re) \cdot \frac{\rho_a [v_2(z) - v_a]^2}{2v_2(z)} \cdot \frac{\pi R_2(z)^2}{m}; \quad (4)$$

уравнение, описывающее изменение средней по объему температуры  $T_1(z)$  движущейся вверх капли:

$$\frac{dT_1(z)}{dz} = -\frac{3\{\alpha(Re)[T_1(z) - T_a(z)] + \gamma(Re)r[\rho_s(T_1(z)) - \rho_v(z)]\}}{c_w \rho_w R_1(z) v_1(z)}; \quad (5)$$

уравнение, описывающее изменение средней по объему температуры  $T_2(z)$  движущейся вниз капли:

$$\frac{dT_2(z)}{dz} = -\frac{3\{\alpha(Re)[T_2(z) - T_a(z)] + \gamma(Re)r[\rho_s(T_2(z)) - \rho_v(z)]\}}{c_w \rho_w R_2(z) v_2(z)}; \quad (6)$$

уравнение для расчета изменения температуры паровоздушной смеси  $T_a(z)$  с учетом теплообмена каплей, движущихся как вверх, так и вниз:

$$\frac{dT_a(z)}{dz} = \frac{4\pi R_1(z)^2 N_d}{\rho_a c_a (v_1(z) - |v_a|)} [\alpha(Re)[T_a(z) - T_1(z)] + \frac{4\pi R_2(z)^2 N_d}{\rho_a c_a (v_2(z) - |v_a|)} [\alpha(Re)[T_a(z) - T_2(z)]]; \quad (7)$$

уравнение для описания изменения плотности паров воды  $\rho_v(z)$  в воздухе с учетом массообмена каплей, движущихся как вверх, так и вниз:

$$\frac{d\rho_v(z)}{dz} = -\frac{4\pi R_1(z)^2 N_d}{v_1(z) - |v_a|} \gamma(Re)[\rho_s(T_1(z)) - \rho_v(z)] - \frac{4\pi R_2(z)^2 N_d}{v_2(z) - |v_a|} \gamma(Re)[\rho_s(T_2(z)) - \rho_v(z)], \quad (8)$$

где  $\rho_v$  и  $\rho_s$  — плотность паров и плотность насыщенных паров воды в воздухе соответственно.

В отличие от моделей [9–11] для эжекционной градирни граничные условия к системе (1)–(8) задаются отдельно для капель, движущихся вверх и падающих вниз. Начальная скорость капель, движущихся вверх, определялась с учетом расхода воды, определяемого давлением воды перед распылителем и диаметром выходного отверстия распылителя. Начальная скорость падающих капель воды принималась равной 0,001 м/с. Для численного решения используется итерационная процедура, в результате которой уточняются температура капель воды в верхней точке, высота области движения капель и профили температуры паровоздушной смеси и плотности водяных паров в зоне тепло- и массообмена.

Решение системы реализовывалось в среде MathCAD 14 методом Рунге–Кутты и представлялось в виде графиков зависимости искомых величин, входящих в систему (1)–(8), от вертикальной координаты  $z$ .

По разработанной выше математической модели (1)–(8) были выполнены численные расчеты. Эффективность работы градирни характеризуется безразмерным параметром

$$\eta = \frac{T_{w0} - T_{w.f}}{T_{w0} - T_{lim}}, \quad (9)$$

где  $T_{w0}$  — температура воды на входе в градирню;  $T_{w.f}$  — температура воды на выходе из градирни;  $T_{lim}$  — температура мокрого термометра. Расчеты показали, что тепловая эффективность эжекционной градирни, характеризуемая безразмерным параметром  $\eta$ , для данных расчетных условий составляет ~0,4 и является линейной функцией от отношения  $T_{w0}/T_{lim}$ .

Проведем сравнение результатов расчета температуры охлажденной воды и требований, предъявляемых к охлаждению воды в градирнях различных типов. На рис. 2 показана зависимость температуры охлажденной воды в эжекционной градирне  $T_{w.f}$  от температуры мокрого термометра  $T_{lim}$  для двух значений скорости восходящего воздушного потока  $v = 1$  м/с (кривая 1) и  $v = 2$  м/с (кривая 2), что соответствует безвентиляторному (естественная конвекция) и вентиляторному (вынужденная конвекция) режимам работы.

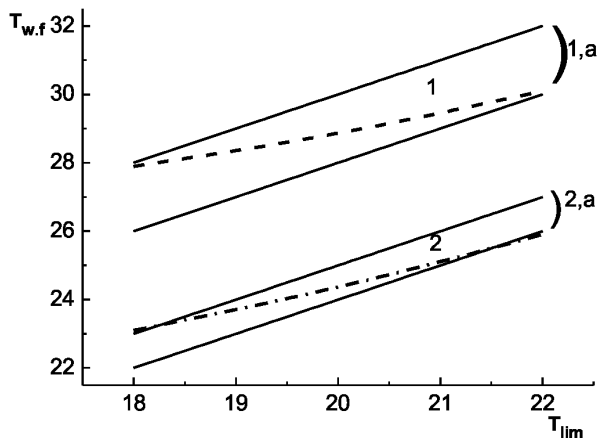


Рис. 2. Расчетные зависимости температур охлажденной воды в эжекционной градирне от температуры мокрого термометра для двух значений скоростей воздуха в градирне: 1 — скорость воздуха 1 м/с; 2 — 2 м/с; область 1,а соответствует проектным требованиям к охлаждению воды в башенных градирнях; 2,а — проектным требованиям к охлаждению воды в вентиляторных градирнях

На графике показаны также области значений температуры охлажденной воды согласно требованиям СНиП 2.04.02-84. Область 1, а соответствует требованиям, предъявляемым к температуре охлажденной воды в башенной градирне, а область 2, а — в вентиляторной градирне. Видно, что расчетная температура охлажденной воды в эжекционной градирне при скорости воздуха 1 м/с (естественная конвекция) соответствует требованиям к температуре охлажденной воды в башенной градирне, а при скорости 2 м/с (вынужденная конвекция) — соответствует требованиям, предъявляемым к температуре охлажденной воды в вентиляторной градирне. Кроме того, наибольшее соответствие имеет место при температуре мокрого термометра 20 °С, что соответствует среднестатистическим метеоусловиям и средним тепловым и гидравлическим нагрузкам.

На рис. 3 показана зависимость к.п.д. градирни  $\eta$  от отношения удельных объемных расходов воды и воздуха  $q_w/q_a$ .

Как видно из рисунка, зависимость  $\eta$  от  $q_w/q_a$  является убывающей функцией, причем тепловой к.п.д. градирни при организации течений воды и воздуха, имеющей место в градирне, не стремится к единице даже при существенном увеличении расхода воздуха или уменьшении расхода воды. Следует отметить, что более высокие значения к.п.д. в силу определения этой величины как сте-

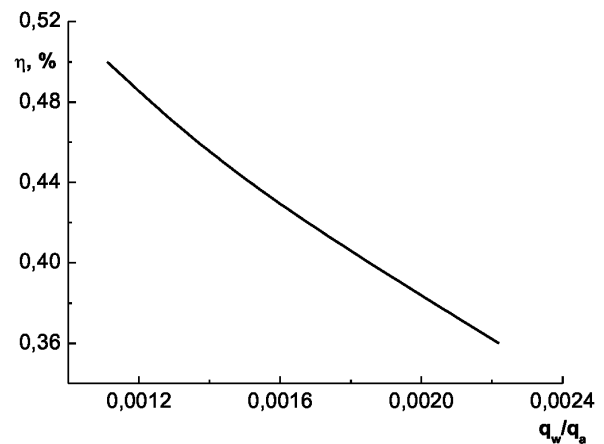


Рис. 3. Зависимость к.п.д. градирни  $\eta$  от отношения удельных объемных расходов воды и воздуха  $q_w/q_a$ . Зависимость получена для плотности орошения 5 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>×ч)

пени приближения температуры охлажденной воды к температуре мокрого термометра соответствуют более низким величинам начальной температуры воды и высоким значениям температуры воздуха по сухому или мокрому термометрам.

В эжекционной градирне [12] отсутствует ороситель, может отсутствовать вентилятор и каплеуловитель, при этом вода подается в распылители, установленные в воздухоходных окнах; при этом факел распыла направлен перпендикулярно грани внутрь градирни. Таким образом, стоит задача создать устойчивое восходящее вихревое течение воздуха во всем внутреннем пространстве эжекционной градирни.

Задача решается расположением разбрызгивающих форсунок в плане не перпендикулярно грани градирни, а под углом к ней. Таким образом, формируется устойчивое вихревое течение воздуха в эжекционной градирне, в меньшей степени подверженное влиянию ветра, увеличивается расход воздуха через градирню, улучшается равномерность поступления воздуха по площади орошения, уменьшаются безвозвратные потери воды, связанные с ее уносом в капельной форме.

Результаты численного моделирования показали, что тепловая эффективность эжекционной градирни для расчетных условий составляет ~0,4 и является линейной функцией от отношения  $T_{w0}/T_{lim}$ . Экспериментально измеренный диапазон величины перепада температуры воды в эжекционной градирне изменяется от 2 до 17 °С. Различие между расчетными и экспериментальными данными не превышает 10 % и уменьшается с ростом давления воды в системе водораспределения пе-

ред распыливающим устройством. Установлено, что при переходе от естественной к вынужденной конвекции эффективность работы эжекционной градирни возрастает на 20–40 % в зависимости от начальной температуры воды и гидравлической нагрузки. Полученные результаты способствуют разработке нового способа повышения эффективности эжекционной градирни, что в конечном итоге существенно повысит экономический эффект, улучшит работу основного оборудования, уменьшит выброс вредных веществ в окружающую среду, снизит безвозвратные потери воды, связанные с уносом воды в капельной форме при модернизации градирен с переводом их на эжекционный способ охлаждения.

#### Обозначения:

$C$  — коэффициент аэродинамического сопротивления;  $c$  — удельная теплоемкость;  $g$  — ускорение свободного падения;  $Re$  — число Рейнольдса;  $m$  — масса;  $N_d$  — число капель в единице объема;  $R$  — радиус;  $r$  — скрытая теплота парообразования;  $T$  — температура;  $v$  — скорость;  $z$  — координата;  $\alpha$  — коэффициент теплообмена;  $\gamma$  — коэффициент массообмена;  $\eta$  — коэффициент полезного действия;  $\rho$  — плотность. Индексы:  $\lim$  — предельное значение;  $a$  — воздух;  $d$  — капля;  $f$  — конечное значение;  $s$  — насыщенный;  $v$  — пар;  $w$  — вода;  $0$  — начальное значение;  $1$  — капли движутся вверх;  $2$  — капли движутся вниз.

#### Литература

1. Галустов, В.С. Повышение эффективности систем охлаждения оборотной воды / В.С. Галустов, А.И. Чуфаровский // Информационный бюллетень по водному хозяйству. — М.: Издательство управления делами Секретариата СЭВ. — 1984. — № 1. — С. 27–31.
2. Свердлин, Б.Л. Опыт внедрения эжекционных градирен в системах оборотного водоснабжения с нестандартными условиями эксплуатации / Б.Л. Свердлин, Б.В. Букинга // Изв. ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. — 2000. — Т. 236. — С. 219–224.
3. Гончаров, А.В. Натурные исследования башенной брызгальной градирни ТЭЦ Волжского автозавода / А.В. Гончаров // Изв. ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. — 2000. — Т. 236. — С. 242–247.
4. Есть ли перспектива у градирни с распылительными форсунками? В.В. Зеленцов [и др.] // ВСТ: Водоснабжение и санитар. техника. — 2001. — № 5, ч. 1. — С. 12–15.
5. Галустов, В.С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике / В.С. Галустов. — М.: Энергоатомиздат, 1989.
6. Yajima, S. Experimental performance of the shower cooling tower in Japan / S. Yajima // Renewable Energy. — 1996. — Vol. 10, No. 2–3. — Pp. 179–183.
7. Kaiser, A.S. Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower / A.S. Kaiser, M. Lucas // Int. J. Heat Mass Transfer. — 2005. — Vol. 48. — Pp. 986–999.
8. Qi, X. Performance characteristics of a shower cooling tower / X. Qi // Energy Conversion and Management. — 2007. — Vol. 48. — Pp. 193–203.
9. Солодухин, А.Д. Математическое моделирование охлаждения капельных и пленочных течений воды в башенных испарительных градирнях / А.Д. Солодухин, С.П. Фисенко, А.И. Петручик // ИФЖ. — 2001. — Т. 74, № 1. — С. 45–49.
10. Fisenko, S.P. Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower / S.P. Fisenko, A.I. Petruchik, A.D. Solodukhin // Int. J. Heat Mass Transfer. — 2002. — Vol. 45. — Pp. 4683–4694.
11. Бринь, А.А. Математическое моделирование испарительного охлаждения воды в вентиляторной градирне / А.А. Бринь, А.И. Петручик, С.П. Фисенко // ИФЖ. — 2002. — Т. 75, № 6. — С. 68–73.