

УДК 536.248.2

Братута Э.Г., Акмен Р.Г., Чубарова В.В.

**ЗАВИСИМОСТЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНТАКТНОГО АППАРАТА  
ФОРСУНОЧНОГО ТИПА ОТ ТОПОЛОГИИ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ**

В настоящее время в проектной практике применяются несколько методов теплотехнических расчетов контактных форсуночных воздухоохладителей или камер орошения, широко используемых в системах централизованного кондиционирования воздуха.

Сложность процессов, протекающих в камерах орошения, а в ряде случаев недостаточная информация о дисперсном составе капель и граничных условиях их взаимодействия с воздушным потоком, предопределили сугубо эмпирический подход к расчету камер орошения.

Из-за отсутствия возможностей аналитического определения конечного состояния воздуха на выходе из камер, обычно пользуются эмпирическими зависимостями.

Для расчетов камер орошения центральных кондиционеров применяют коэффициент эффективности полного теплообмена политропных процессов [1]

$$E = 1 - \frac{t_{M2} - t_{BK}}{t_{M1} - t_{BH}}, \quad (1)$$

где  $t_{M1}$  и  $t_{M2}$  – начальная и конечная температура воздуха по мокрому термометру,  $t_{BH}$  и  $t_{BK}$  – начальная и конечная температура воды, а также коэффициент эффективности теплообмена [1]

$$E' = 1 - \frac{t_{C2} - t_{M2}}{t_{C1} - t_{M1}}, \quad (2)$$

где  $t_{C1}$  и  $t_{C2}$  – начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру.

На основании обширных экспериментальных исследований форсуночных камер орошения, выполненных НИИ санитарной техники и другими предприятиями и организациями, проектирующими и изготавливающими центральные кондиционеры, получены данные по зависимости коэффициентов эффективности от расходных характеристик камер орошения.

Расчет камер орошения на основании коэффициентов эффективности позволяет определить лишь глобальные параметры камеры, но не может дать ответ о рациональном размещении оросителей в пространстве камеры, распределить расход воды по стоякам оросителей и т.п.

Очевидно, что наиболее перспективным является метод математического моделирования процессов тепло- и массообмена в камерах орошения, базирующийся на информации о дисперсном составе капель, их стартовой скорости, производительности одиночного распылителя и граничных условиях обменных процессов на поверхности одиночной капли.

Основу математической модели процесса контактного тепло- и массообмена применительно к форсуночным камерам орошения составляют следующие соотношения.

Функция распределения капель по размерам [2]

$$v(D) = \frac{2}{3\pi} \delta^4 D^3 K_1(\delta D), \quad (4)$$

где  $\delta$  – параметр функции распределения, устанавливаемый экспериментально,  $D$  – диаметр капли,  $K_1$  – модифицированная функция Бесселя второго рода первого порядка.

Для практических расчетов соотношение (4) заменялось кусочно-линейной интерполяцией. При этом, как показали предварительные расчеты, достаточным оказалось разбиение диапазона размеров капли от 0 до  $D_{\max}$  на 16 равных интервалов.

Для определения траектории движения капли, а соответственно и времени ее пребывания в рабочем пространстве аппарата, используется уравнение движения капли. Было принято, что на каплю действует только сила аэродинамического сопротивления движению и сила тяжести, что подтверждается различными источниками. Поток воздуха считается одномерным, движение капель – трехмерное.

При этих допущениях уравнение движения капли в векторном виде

$$m_i \frac{d\vec{U}_i}{d\tau} = \pm m_i \vec{g} - C_{Di} \Psi(D)_i f_i \rho_v \frac{\vec{U} |\vec{W} - \vec{U}|}{2}, \quad (5)$$

где  $m_i$  – масса капли  $i$ -го интервала разбиения непрерывной функции  $v(D)$ ;  $\vec{U}$  – скорость капли;  $C_{Di}$  – коэффициент аэродинамического сопротивления;  $\Psi(D)_i$  – коэффициент деформации капли;  $f_i$  – площадь миделевого сечения капли;  $\rho_v$  – плотность воздушной среды;  $\vec{W}$  – скорость воздуха.

Коэффициент аэродинамического сопротивления сферической капли

$$C_{Di} = 24 / \text{Re}_i + 4,4 / \sqrt{\text{Re}_i} + 0,32, \quad (6)$$

а коэффициент деформации [3]

$$\Psi(D)_i = \exp(0,03 \text{We}_i^{1,5}), \quad (7)$$

где  $\text{Re}_i$  и  $\text{We}_i$  – критерии Рейнольдса и Вебера.

Спроектировав (5) на оси координат (для декартовой системы координат, когда ось  $x$  совпадает с направлением движения воздуха, а ось  $y$  направлена по высоте камеры), получим

$$m_i \frac{dU_{x,i}}{d\tau} = -C_{Di} \Psi(D)_i f_i \rho_v \frac{(U_{x,i} - W) |U_{x,i} - W|}{2}; \quad (8)$$

$$m_i \frac{dU_{y,i}}{d\tau} = -m_i g - C_{Di} \Psi(D)_i f_i \rho_v \frac{U_{y,i} |U_{y,i}|}{2}; \quad (9)$$

$$m_i \frac{dU_{z,i}}{d\tau} = -C_{Di} \Psi(D)_i f_i \rho_e \frac{U_{z,i} |U_{z,i}|}{2}. \quad (10)$$

Численное решение системы уравнений (8÷10) проводилось методом Рунге-Кутты-Мерсона. В качестве допущений принималось:

- взаимодействие факелов распыления различных форсунок отсутствует;
- стартовые скорости фракций распыления одинаковы;
- инжекционный эффект факела распыленной воды отсутствует;
- при контакте капли с боковыми стенками камеры капля оседает на стенке;
- при контакте капли с потолком камеры вторичное дробление отсутствует, и капля под действием силы тяжести отражается вертикально.

Изменение температуры капли при ее движении в пространстве камеры орошения определялось в предположении, что перенос теплоты в капле осуществляется только теплопроводностью вследствие сравнительно малого изменения ее температуры.

Уравнение теплопроводности капли записывалось как для твердой сферы

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right), \quad (11)$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности,  $r$  – радиус капли,  $\tau$  – время.

Начальное условие:

$$t(r, 0) = t_{в1}. \quad (12)$$

Граничные условия:

$$r = 0 \quad \partial t / \partial r = 0, \quad (13)$$

$$r = R \quad -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial r} \right) = \alpha_c [t_c(\tau) - t(R, \tau)]. \quad (14)$$

В уравнении (14)  $\alpha_c = \alpha_k + \alpha_d$  – суммарный коэффициент теплоотдачи, учитывающий конвективный и диффузионный перенос теплоты совместно с конденсирующейся или испаряющейся влагой,  $t_c(\tau)$  – текущая температура среды,  $t(R, \tau)$  – температура поверхности капли.

Конвективный и диффузионный перенос теплоты рассчитывается по уравнениям

$$Nu = 2 + 1,07 Re^{0,48} Pr^{0,33} Gu^{0,175}; \quad (15)$$

$$Nu_d = 2 + 0,85 Re^{0,52} Pr_d^{0,33} Gu^{0,135}, \quad (16)$$

где  $Nu$  и  $Nu_d$  – конвективное и диффузионное число Нуссельта,  $Pr$  и  $Pr_d$  – конвективное и диффузионное число Прандтля,  $Gu$  – критерий Гухмана.

Коэффициент теплопереноса диффузией

$$\alpha_d = \frac{r \beta_p \Delta P}{t_c(\tau) - t(R, \tau)}, \quad (17)$$

где  $\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к парциальному давлению и определенный из (16),  $\Delta P$  – разность парциальных давлений пара на поверхности капли и в объеме камеры.

В случае, когда  $t(R, \tau)$  меньше температуры точки росы  $t_p$ , на поверхности капль идет конденсация пара из воздуха, т.е.  $\alpha_d > 0$ . Когда  $t(R, \tau) > t_p$  имеет место испарение капль и  $\alpha_d < 0$ .

Для решения уравнения (11) при условиях (12), (13), (14) использовалась неявная конечно-разностная аппроксимация уравнения (11) с применением метода прогонки.

Средняя температура капли определялась как

$$\bar{t}_i = \frac{3}{R_i^3} \int_0^{R_i} r^2 t(r) dr = \frac{3 \Delta r}{R_i^3} \sum_{k=0}^{nk} r_k^2 t_k, \quad (18)$$

где  $nk$  – число шагов сеточной области по радиусу капли,  $\Delta r$  – шаг сеточной области.

Для расчета распределения параметров воздуха по длине рабочего пространства камеры орошения, последняя разбивалась на  $m$  равных объемов, в пределах которых параметры воздуха полагались постоянными. Если в процессе траекторного расчета движения капли она попадала в некоторый ( $j$ -й объем), то теплосъем капли определялся

$$dq_{i,j} = c_p \rho dv_i (\bar{t}_{i,2} - \bar{t}_{i,1}), \quad (19)$$

где  $\bar{t}_{i,1}$ ,  $\bar{t}_{i,2}$  – средние температуры капли на входе в  $j$ -й объем и выходе из него,  $dv_i$  – суммарный объем капль  $i$ -го разряда, продуцируемый  $k$ -й форсункой и определяемый по (4).

Суммируя (19) по всем разрядам капль, выходящим из каждой форсунки, и по всем форсункам, получим теплосъем капль воды в данном объеме. Тогда тепловой баланс  $j$ -го объема будет иметь вид

$$dQ_j = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^l dq_{i,j} = L(I_{j,2} - I_{j,1}), \quad (20)$$

где  $L$  – расход воздуха через камеру,  $I_{j,1}$ ,  $I_{j,2}$  – соответственно энтальпия воздуха на входе и выходе их слоя.

Аналогично тепловому балансу для  $j$ -го объема составлялся и баланс массы водяного пара в объеме. Расчет коэффициента массоотдачи  $\beta_p$  позволил определить количество либо испарившейся воды с поверхности капль при  $t(R, \tau) > t_p$ , либо количество водяного пара, сконденсировавшегося на поверхности капль при  $t(R, \tau) < t_p$ .

$$dm_{i,j} = \beta_p df_i (p_{j,o} - p_{i,n}), \quad (21)$$

где  $df_i$  – суммарная поверхность капель  $i$ -го разряда, выходящих из  $k$ -й форсунки,  $p_{i,o}$ ,  $p_{i,n}$  – парциальное давление водяного пара в воздухе и на поверхности капли соответственно. Суммируя (21) по всем разрядам капель и по всем форсункам, получим баланс влаги в  $j$ -м объеме

$$dM_j = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^l dm_{i,j} = L(d_{j,2} - d_{j,1}), \quad (22)$$

где  $d_{j,1}$ ,  $d_{j,2}$  – влагосодержание воздуха соответственно на входе в  $j$ -й объем и выходе из него.

Объектом для проверки адекватности предложенной модели была выбрана камера орошения КД20 с производительностью по воздуху  $20 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Длина камеры 1,8 м, поперечное сечение  $1,3 \times 1,54 \text{ м}$ , общее число форсунок  $72 \div 96$  при плотности их размещения в одном ряду  $18 \div 24 \text{ шт./м}^2$ . При реализации рассмотренной выше математической модели были определены как интегральные параметры камеры, например, коэффициент эффективности, так и распределение параметров воздуха по длине камеры.

На рис. 1 представлены результаты сравнения коэффициента эффективности камеры  $E$  в трактовке по уравнению (1) как табличные (экспериментальные) [1], так и полученные при реализации математической модели камеры.

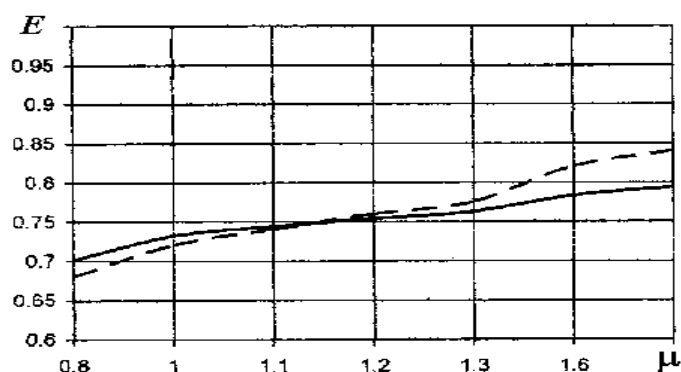


Рисунок 1 – Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными  
Сплошная линия – расчет, пунктирная – экспериментальные данные

Из рис. 1 следует, что максимальное рассогласование расчетных и экспериментальных величин  $E$  не превосходит 8 %, что с учетом большого числа возможных погрешностей, как при проведении испытаний камер орошения, так и при установлении дисперсных характеристик форсунок У-1 с помощью счетно-импульсного метода, следует признать вполне удовлетворительным.

Распределение параметров воздуха и величины локального теплосъема по длине камеры при двухрядном расположении форсунок, когда первый ряд составляют форсунки с распылом воды по прямоточной схеме, а второй ряд – по противоточной схеме, показано на рис. 2.

Анализ полученных данных показывает, что максимальный теплосъем второго (противоточного) ряда форсунок оказывается на 25 % меньше, чем максимальный теплосъем первого (прямоточного) ряда. В то же время относительная скорость потока, а, соответственно, и интенсивность теплообмена капельной среды второго ряда форсунок выше, чем у первого ряда. Этот факт можно объяснить тем, что мелкие фракции распы-

ла форсунок второго ряда практически не участвуют в теплообмене, т.к. полностью уносятся на сепаратор, устанавливаемый после камеры орошения.

Приведенные выше данные указывают на тот факт, что, очевидно, должно иметь место оптимальное расположение противоточных форсунок в камере орошения.

Созданная математическая модель камеры орошения центральных кондиционеров была использована для определения оптимального расположения противоточных форсунок в камере орошения. При решении поставленной задачи предполагалось:

- отсутствие прямого ряда форсунок для того, чтобы исключить их влияние на интегральные параметры камеры орошения;
- расходные характеристики распылителей соответствуют форсункам У-1;
- рассматриваются камеры типа КД с площадью проходного сечения для воздуха 1, 2 и 3 м<sup>2</sup> длиной 1,8 и 2,42 м.

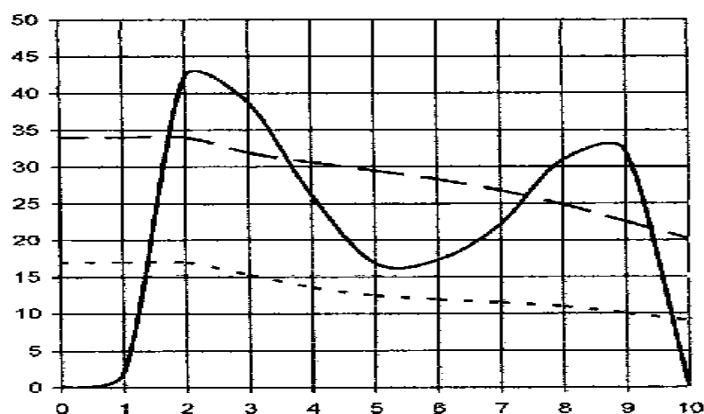


Рисунок 2 – Распределение параметров по длине камеры  
 ——— теплосъем, кВт; — — — температура, °С;  
 - - - влажность, г/кг с.в.

В процессе моделирования изменялись:

- коэффициент орошения  $\mu = 0,5 \div 1,2$ ;
- расстояние форсунок от входного сечения камеры  $x = 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,4; 1,6$  м;
- температура воды на входе  $t_{в1} = 9 \div 13$  °С.

Параметры воздуха на входе в камеру полагались одинаковыми для всех режимов и составляли  $t_{с1} = 28$  °С,  $d = 0,01$  кг. вл./кг с.в.), что соответствовало температуре мокрого термометра  $t_{м1} = 18,7$  °С, температуре точки росы  $t_p = 13,8$  °С.

Из приведенных на рис. 3 результатов математического моделирования одно-рядных камер орошения следует, что для различных камер при различных исходных температурах воды и количестве форсунок, максимальная эффективность камеры наблюдается при расположении противоточного ряда форсунок на расстоянии  $\approx (1 \div 1,1)$  м от входа воздуха в камеру. Полученные результаты совпадают с результатами [4].

Из выше изложенного можно сделать следующие основные выводы:

1. Предлагается универсальная математическая модель процесса тепло- и массообмена в форсуночной камере орошения, справедливая для произвольного сочетания режимно-геометрических характеристик камер.

2. В отличие от известных эмпирических методик расчета, в предложенном методе используются только результаты исследования дисперсных характеристик в фа-

келе распыла, позволяющие проводить как многовариантные предпроектные разработки, так и решать оптимизационные задачи.

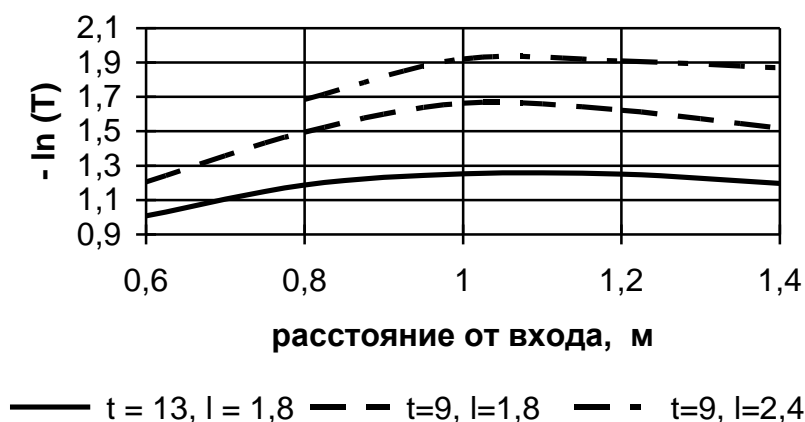


Рисунок 3 – Зависимость эффективности камеры от расположения противоточных форсунок при  $\mu = 1$

#### Литература

1. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа, 1971. – 460 с.
2. Братута Э.Г. Диагностика капельных потоков при внешних воздействиях. – Харьков: Вища школа, 1987. – 144 с.
3. Раушенбах Б.В., Белый С.А., Беспалов И.В. и др. Физические основы рабочего процесса в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. – М.: Машиностроение, 1964. – 526 с.
4. Братута Э.Г., Соин И.В., Юхно И.Ф. Исследование влияния схемы оросительной сети на теплоэнергетическую характеристику камеры испарительного охлаждения воздуха// Кондиционеростроение. Вып.4. – Харьков, 1975. – С. 43–49.

УДК 536.248.2

Братута Е.Г., Акмен Р.Г., Чубарова В.В.

#### ЗАЛЕЖНІСТЬ ЕФЕКТИВНОСТІ КОНТАКТНОГО АПАРАТУ ФОРСУНОЧНОГО ТИПУ ВІД ТОПОЛОГІЇ РОЗПИЛЮВАЧІВ

Розроблена та реалізована математична модель трьохмірного руху та тепло- і масообміну капельного середовища у камері зрошування контактної апарату форсуночного типу. Отримано, що для апаратів з однорядним розташуванням розпилювачів має місце оптимальна відстань розташування розпилювачів від входу повітря в апарат, що забезпечує максимальний коефіцієнт ефективності апарату. Результати моделювання добре збігаються з експериментальними даними.