

УДК 536.248.2

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

### РАСЧЕТ КОНТАКТНОГО ФОРСУНОЧНОГО ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ ПРИ ИЗВЕСТНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛО- МАССООБМЕНА

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

В проектной практике в течение ряда лет применяются несколько методов теплотехнических расчетов контактных форсуночных воздухоохладителей или камер орошения, получивших широкое применение в системах централизованного кондиционирования воздуха.

Отсутствие надежных способов вычисления или экспериментального определения физической поверхности контакта между воздухом и поверхностью полидисперсного ансамбля капель привело к необходимости расчета форсуночных камер с помощью так называемых коэффициентов эффективности теплообмена, которые характеризуют отношение действительной степени охлаждения среды к теоретически возможной в идеальной камере.

Для расчетов применяют коэффициент эффективности полного теплообмена политропных процессов

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

где  $t_{M1}$  и  $t_{M2}$  – начальная и конечная температура воздуха по мокрому термометру,  $t_{BH}$  и  $t_{BK}$  – начальная и конечная температура воды.

Для изоэнтальпических процессов

$$E_A = 1 - \frac{t_{c2} - t_{M1}}{t_{c1} - t_{M1}}, \quad (2)$$

где  $t_{c1}$  и  $t_{c2}$  – начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру.

С помощью коэффициента эффективности полного теплообмена  $E$  в общем случае можно определить только один параметр конечного состояния воздуха – его энтальпию  $I_2$ . Между тем, часто необходимо вычисление второго параметра – конечной температуры воздуха по сухому термометру  $t_{c2}$ . Для этого дополнительно пользуются коэффициентом эффективности теплообмена

$$E' = 1 - \frac{t_{c2} - t_{M2}}{t_{c1} - t_{M1}}. \quad (3)$$

Коэффициент  $E'$  пригоден для оценки всех процессов обработки воздуха включая изоэнтальпический (в этом случае  $t_{M2} = t_{M1}$  и  $E' = E_A$ ).

Совместное использование коэффициента  $E'$  с коэффициентами, характеризующими полный теплообмен, и уравнением теплового баланса позволяет выполнить любые расчеты, включая отыскание неизвестных конечных или начальных параметров

воздуха. Поэтому коэффициент эффективности  $E'$ , предложившие его [1] Б.Б. Баркалов и Е.Е. Карпис назвали универсальным.

На основании обширных экспериментальных исследований форсуночных камер орошения, выполненных в НИИ санитарной техники, было получено [1] эмпирическое уравнение вида

$$E' = 0,81(\rho v)^{0,085} \mu^{0,0235}, \quad (4)$$

где  $\rho v$  – массовая скорость воздуха,  $\mu$  – коэффициент орошения, равный отношению расхода распыливаемой воды  $W$  к расходу воздуха  $L$ .

Уравнение (4) справедливо при плотности расположения форсунок  $\xi = 13$  шт./м<sup>2</sup>, размещаемых в однорядной или двухрядной камерах. Дается таблица поправок для случая  $\xi = 19,6; 26,0$  и  $39$  шт./м<sup>2</sup>.

При проектировании камер орошения заданным считается начальное и конечное состояние обрабатываемого в камере воздуха, его расход и вычисленный по исходным температурам коэффициент эффективности  $E'$ . Далее из таблиц, в которых коэффициент  $E'$  дается в функции  $\mu$  при различных числах рядов форсунок и диаметрах их соплового отверстия выбирается камера, для которой величина  $E'$  наиболее близко совпадает с ее значением вычисленным по исходным температурам. Это позволяет в итоге найти величины  $t_{вн}$  и  $t_{вк}$ , коэффициент орошения  $\mu$  и требуемый расход воды через форсунки.

В свое время Л.М. Зусмановичем [3,4] был предложен метод расчета форсуночных камер, заключающийся в использовании безразмерных зависимостей, полученных из решения дифференциальных уравнений полного и явного теплообмена, характеризующих изменение энтальпии  $\Delta I$  и температуры  $\Delta T_c$  воздушно-паровой среды в процессах тепло- и массообмена при непосредственном контакте воздуха с водой. Это позволило для процессов охлаждения и осушки воздуха обобщить экспериментальные результаты в виде

$$\Delta \bar{I} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{p1}} = 0,67 (1 + M_1 R) R^{-0,3} \mu^{0,53}, \quad (5)$$

$$\Delta \bar{T} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{p1}} = (0,73 + 0,49 M_1) \mu^{0,35}, \quad (6)$$

где в свою очередь

$$M_1 = \frac{(t_{p1} - t_{в1})}{(t_{c1} - t_{p1})}, \quad (7)$$

$$R = 1 + 2,34 \frac{P_{п1} - P'_{п1}}{t_{p1} - t_{вн}}, \quad (8)$$

а  $t_{p1}$  – температура точки росы при начальном состоянии воздуха,  $I_{p1}$  – энтальпия воздуха при этой температуре,  $P_{п1}$  и  $P'_{п1}$  – парциальные давления водяного пара в воздушно-

ной среде и на поверхности капель в начальном состоянии взаимодействующих сред,  $t_{в1}$  – начальная температура разбрызгиваемой воды.

Следует заметить, что множитель 2,34 в (8) получен в предположении постоянства отношения коэффициентов тепло и массопереноса (правило Льюиса) и фиксированном значении удельной теплоты парообразования.

Уравнения (5) и (6) справедливы для камер с различными поперечными сечениями, с центробежными форсунками, имеющими диаметр выходного отверстия 4,5÷5 мм при плотности их расположения 13÷18 шт/м<sup>2</sup>, в ряд. Диапазон изменения температурных условий действителен в пределах  $t_{вн} = 2÷45$  °С, при  $t_{р1} = 5÷25$  °С,  $\Delta t_p = 0÷35$  °С, при коэффициенте орошения 0,8÷2,2.

Примерно в тот же период времени, когда появились работы Л.М. Зусмановича, В.П. Участкиным был предложен метод расчета форсуночных камер, основанный на понятии об объемных коэффициентах тепло- и массообмена [5]. Процесс тепло – и массообмена автор предложил описать дифференциальными уравнениями, в структуру которых помимо термодинамических параметров, определяющих обменные процессы, вошли коэффициенты  $\alpha_v$  и  $\beta_v$ , отнесенные к рабочему объему камеры. Вместе с тем, отсутствие обобщающих зависимостей для  $\alpha_v$  и  $\beta_v$  фактически исключило возможность практического использования методики В.П. Участкина. Однако, использование общего подхода к формированию дифференциальных уравнений, но применительно не ко всему объему камеры, а к элементарным слоям активной зоны взаимодействия сред с использованием величин  $\alpha$  и  $\beta$  для одиночных капель (пусть даже модельного размера в функции их распределения) представляется перспективным.

Методы расчета, сходные с предложенными в [1,3,5,6], были разработаны Гоголиным [7] и Кокориным [8].

Подводя итог краткому обзору методов расчета форсуночных камер следует сделать ряд основных выводов.

Во-первых, несмотря на огромный объем экспериментальных исследований камер орошения, выполненных в разные годы в различных организациях, до настоящего времени попытки обобщения опытных данных пока не дали положительных результатов. Все исследования носили в большинстве случаев частный характер, вследствие чего их результаты справедливы только для тех условий, при которых были получены опытные данные. Последнее объясняется большим количеством факторов, влияющих на процесс тепло- массообмена в камере орошения, аналитические и экспериментальные исследования которых (как отмечается в [2]) представляют весьма большие трудности.

Во-вторых, существующий параметрический ряд центральных кондиционеров (а, следовательно, и все рассмотренные методики расчета, ограниченные диапазоном режимно-геометрических параметров этого ряда) не могут в полной мере удовлетворить, заметно возросшее разнообразие потребителей.

В-третьих, разработка методов расчета камер орошения, характеристики которых выходят за пределы характеристик камер существующего параметрического ряда, является актуальной задачей. При этом метод расчета должен быть свободен от необходимости использования результатов экспериментов, непосредственно связанных с конкретной геометрией камер орошения.

В общей постановке задачи, 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.

Такой подход позволяет полностью отказаться от проведения громоздких и дорогостоящих экспериментальных исследований камер орошения, тем более, что в настоящее время имеются к этому достаточные предпосылки. Во-первых – это большой объем экспериментальных результатов исследования разбрызгивающих устройств [9,10,11], позволивших в зависимости от типоразмера и режима работы распылителя определить функцию распределения капель по размерам, а, следовательно, и реальную поверхность тепло – и массопереноса капельной среды в факеле. Во-вторых, это, хотя и ограниченная, но достоверная информация о граничных условиях тепло- и массообмена движущейся в газовой среде капли, обобщенная в виде соответствующих критериальных уравнений [2].

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

Функция распределения капель по размерам

$$v(D) = \frac{2}{3\pi} \alpha^4 D^3 K_1(\alpha D), \quad (9)$$

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

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 [12,13]. Поток воздуха считается одномерным, движение капель – трехмерное.

При этих допущениях уравнение движения капли имеет вид

$$m_i \frac{d\vec{U}_i}{d\tau} = \pm m_i \vec{g} - C_{Di} \Psi(D)_i f_i \rho_v \frac{\vec{U}(\vec{U} - \vec{W})_i}{2}, \quad (10)$$

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

В соответствии с [12]

$$C_{Di} = 24 / \text{Re}_i + 4,4 \sqrt{\text{Re}_i} + 0,32, \quad (11)$$

а по рекомендации той же работы [12]

$$\psi(D) = \exp(0,03 \text{We}_i^{1,5}), \quad (12)$$

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

В связи с изменением плотности воздуха  $\rho_v$  по длине рабочего пространства камеры скорость его в соответствующем  $j$ -том слое определялась, как

$$W_j = L / \rho_{vj} F, \quad (13)$$

где  $L$  – массовый расход воздуха,  $F$  – площадь поперечного сечения камеры.

Уравнение теплового баланса камеры:

$$Q = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n M_i C_p (\bar{t}_{ki} - t_{el}) = L(I_1 - I_2), \quad (14)$$

Здесь  $m$  – число форсунок, установленных в камере;  $n$  – число интервалов разбиения функции  $v(D)$ ;  $M_i$  – масса капель  $i$ -го разряда.

Средняя температура капли определялась в предположении, что перенос теплоты в капле осуществляется только теплопроводностью вследствие сравнительно малого изменения ее температуры.

Уравнение теплопроводности капли записывалось как для твердой сферы

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right), \quad (15)$$

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

Начальное условие:

$$t(r, 0) = t_{к1}, \quad (16)$$

Граничные условия:

$$r = 0 \quad \partial t / \partial r = 0, \quad (17)$$

$$r = R \quad -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial r} \right) = \alpha_c [t_c - t(R, \tau)] \quad (18)$$

В уравнении (18)  $\alpha_c = \alpha_k + \alpha_d$ , т.е. суммарный коэффициент теплоотдачи  $\alpha_c$  учитывающий конвективный и диффузионный перенос теплоты совместно с конденсирующейся или испаряющейся влагой,  $t_c$  – текущая температура среды, во времени,  $t(R, \tau)$  – температура поверхности капли.

Конвективный и диффузионный перенос теплоты рассчитывается по [13]

$$Nu = 2 + 1,07 Re^{0,48} Pr^{0,33} Gu^{0,175}; \quad (19)$$

$$Nu_d = 2 + 0,85 Re^{0,52} Pr_d^{0,33} Gu^{0,135}, \quad (20)$$

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

$$\alpha_d = \frac{r\beta\Delta P}{t_c - t(R, \tau)}, \quad (21)$$

где  $\beta$  – коэффициент массоотдачи, определенный из (20).

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

Для решение уравнения (15) при условиях (16), (17), (18) использовался неявный численный метод решения с применением метода прогонки [14].

Средняя температура капли определялась как

$$\bar{t}_i = \frac{3}{R_i^3} \int_0^R r^2 t(r) dr = \frac{3\Delta r_k}{R_i^3} \sum_{k=0}^{k=n} r_k^2 t_k. \quad (22)$$

Кроме приведенных, использовались известные термодинамические соотношения для энтальпии и влагосодержания влажного воздуха

$$I = C_{pв}t + (r + C_{pn}t) d \cdot 10^{-3}; \quad (23)$$

$$d = 0,623 \frac{\varphi P_H}{P - \varphi P_H}. \quad (24)$$

Объектом для проверки адекватности предложенной нами модели была выбрана камера орошения КД20 с производительностью по воздуху  $20 \cdot 10^3$  м<sup>3</sup>/ч. Длина камеры 1,8 м, поперечное сечение  $1,3 \times 1,54$  м, общее число форсунок  $72 \div 96$  при плотности их размещения в одном ряду  $18 \div 24$  шт./м<sup>2</sup>. В работе [1] приведены обширные результаты экспериментального определения коэффициентов эффективности для камер различных типоразмеров и производительностей в зависимости от коэффициентов орошения  $\mu$ , массовой скорости воздуха  $\rho v$ , плотности размещения форсунок и размеров их сопловых отверстий  $d_c$ . Все результаты, представленные в [1] были получены для камер, оборудованных однозаходными центробежными форсунками типа У–1. Здесь же, в [1] даны расходные характеристики форсунок У–1 для различных размеров  $d_c$  и соответствующего диапазона перепадов давления воды.

Дисперсные характеристики форсунок У–1 принимались по данным работ [15,16]. Для наглядности эти результаты приведены на рис.1 и рис.2.

При заданной производительности камеры и ее поперечном сечении массовая скорость составила  $\rho v = 3,34$  кг/м<sup>2</sup>с, температура воды перед форсунками принималась равной  $t_{в1} = 8$  °С, начальные параметры воздуха во всех расчетах были  $t_{с1} = 34$  °С,  $\varphi_1 = 0,6$ .

Для проверки адекватности математической модели было принято решение сравнить с данными эксперимента [1] зависимость коэффициента эффективности  $E$  в функции коэффициента орошения  $\mu$  при постоянном расходе воздуха через камеру. Поэтому задаваемому ряду значений  $\mu$  соответствовали определенные производительности форсунок, реализуемые при различных размерах  $d_c$  и перепадах давления воды  $\Delta P$ . В свою очередь с помощью зависимостей, показанных на рис.1 и 2 определялись дис-

персные характеристики капель в факеле форсунок, необходимые для вычисления функции  $v(D)$  по (9).

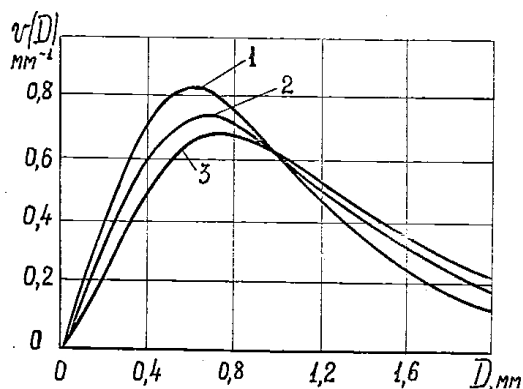


Рисунок 1 – График функции  $v(D)$  при  $d_c = 4$  мм  
1 –  $\Delta P = 1$  бар; 2 –  $\Delta P = 3$  бара; 3 –  $\Delta P = 5$  бар

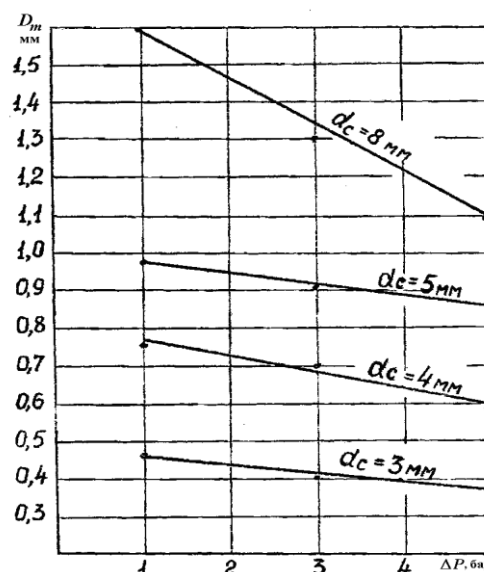


Рисунок 2 – Значения модальных диаметров функции  $v(D)$  для форсунки У-1

На рис.3 представлены результаты сравнения коэффициента эффективности  $E$  в трактовке по уравнению (1). Расчетные точки по семи значениям  $\mu$  были аппроксимированы уравнением вида

$$E_p = \frac{\mu}{1,127\mu + 0,239} \quad (25)$$

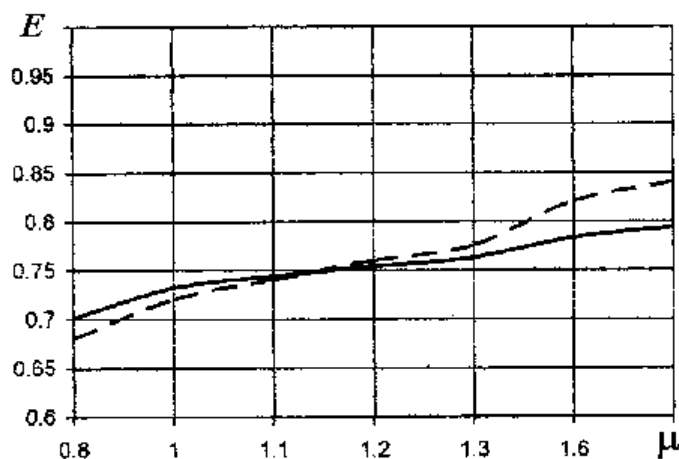


Рисунок 3 – Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными  
— — — расчет, - - - экспериментальные данные

При этом дисперсия неадекватности аппроксимации составила 0,026.

Из рис. 3 следует, что максимальное рассогласование  $E_p$  и экспериментальных величин  $E$  не превосходит 8 %, что с учетом большого числа возможных погрешностей,

как при проведении испытаний камер орошения [1], так и при установлении дисперсных характеристик диспергируемой воды с помощью счетно-импульсного метода [11], следует признать вполне удовлетворительным.

С целью демонстрации возможностей расчетной методики, изложенной в настоящей работе, приводим некоторые зависимости, иллюстрирующие, к примеру, динамику изменения интенсивности обменных процессов по длине камеры орошения (рис. 4) и зависимость величин  $E$  и  $E'$  от максимального диаметра капель в функции распределения  $\nu(D)$  (рис. 5).

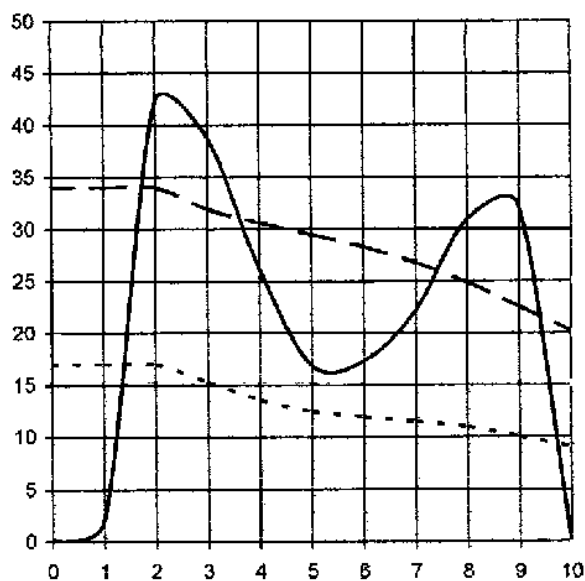


Рисунок 4 – Распределение параметров по длине камеры

— теплосъем, кВт, — — - температура  
- · - влагосодержание, г/кг с.в.

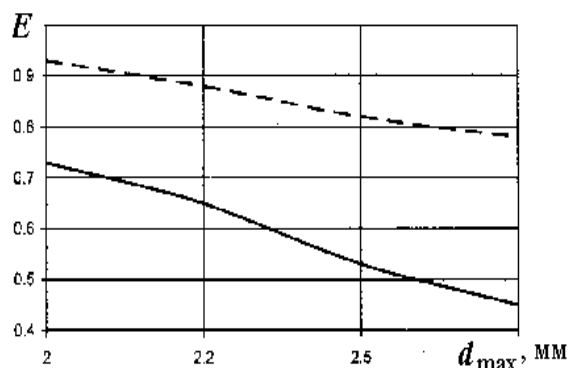


Рисунок 5 – Зависимость эффективности камеры от максимального диаметра капель в

$\nu(D)$   
—  $E$ , — —  $E'$

Изложенное позволяет сделать следующие основные выводы.

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

2. В отличие от известных эмпирических методик расчета представленный здесь метод, использующий лишь результаты исследования дисперсных характеристик в факеле распыла, позволяет проводить как многовариантные предпроектные разработки, так и решать оптимизационные задачи.

#### Литература

1. Баркалов Б.В. и Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – М.: Строительство, 1971. – 269 с.
2. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа, 1971. – 460 с.
3. Зусманович Л.М. Обобщенный метод изучения процессов понижения теплосодержания воздуха в форсуночной камере.// Холодильная техника, 1960. – № 6. – С. 17–21.



4. Зусманович Л.М. Оросительные камеры установок искусственного климата. М.: Машиностроение, 1967. – 154 с.
5. Участкин П.В., Павлухин Л.В. Оценка форсуночных камер как теплообменного аппарата. // В сб.: Научные работы института охраны труда ВЦСПС, 1967. – № 5. – С. 9-15.
6. Методические материалы по расчету и выбору оборудования центральных кондиционеров КТЦЗ. Альбом 1. Методика расчета камер орошения. – М.: НИИСантехпроект, 1989. – 71 с.
7. Гоголин А.А. Кондиционирование воздуха. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 239 с.
8. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1978. – 264 с.
9. Братута Э.Г., Переселков А.Р. Расчет функции распределения капель по размерам при использовании счетно-импульсного метода. // Инженерно-физический журнал, т.27, №5, Минск: Наука и техника, 1974.
10. Братута Э.Г., Заночкин Л.А. Модифицированный счетно-импульсный метод исследования дисперсного состава капельных потоков. // Известия вузов. Энергетика, 1984. – № 4.
11. Братута Э.Г. Диагностика капельных потоков при внешних воздействиях. – Харьков: Вища школа, 1987. – 144 с.
12. 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.
13. Бабуха Г.А., Шрайбер А.А. Взаимодействие частиц полидисперсного материала в двухфазных потоках. – К.: Наукова думка, 1972. – 175 с.
14. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.: Наука, 1977. – 654 с.
15. Братута Э.Г., Переселков А.Р., Южно И.Ф. Исследование дисперсных характеристик центробежных форсунок. // Известия вузов. Энергетика. 1977. – № 5, 17–20 с.
16. Переселков А.Р. Исследование структуры дисперсного потока в теплообменном аппарате контактного типа с помощью счетно – импульсного метода. – Автореферат кандидатской диссертации. – Харьков, 1975, 18 с.

УДК 536.248.2

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

**РОЗРАХУНОК КОНТАКТНОГО ФОРСУНОЧНОГО  
ВОЗДУХООХОЛОДЖУВАЧА ПРИ ВІДОМІЙ ПОВЕРХНІ  
ТЕПЛО- МАСООБМІНУ**

В роботі запропонована універсальна математична модель процесу контактного тепло- масообміну диспергованої рідини з повітряним середовищем у форсуночному охолоджувачі повітря. Порівняння чисельної реалізації математичної моделі з експериментом підтверджує її адекватність.