

УДК 66.015.23.66.048

В.А.Марков, доцент; А.И.Ершов,
профессор; А.М.Болк, ст. преп.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО АППАРАТА

The results of investigation of hydrodynamic characteristics of rotative mass-transfer apparatus with cross-interaction of phase are given. The base parameters which influence the value of taking away and hydrodynamic resistance of construction have been determined.

Создание и использование роторных аппаратов позволяет существенно интенсифицировать тепломассообменные процессы вследствие высоких относительных скоростей взаимодействующих потоков, тонкого диспергирования жидкой фазы и достижения разв. той межфазной поверхности. Эти аппараты могут найти широкое применение в процессах абсорбции и ректификации с умеренными нагрузками по газовой фазе. В зависимости от их конструктивного оформления взаимодействие фаз организуется в прямоточном, противоточном или перекрестноточном режимах [1-3]. Однако во всех перечисленных вариантах, благодаря вращению ротора и использованию поля центростремительных сил для транспортировки жидкой фазы в зоне контакта, подвод жидкости осуществляется преимущественно в распределительные (разбрызгивающие) устройства, расположенные вблизи оси ротора. При неоднократном диспергировании и своем движении от оси к стенке аппарата жидкие капли взаимодействуют с потоком газа и часть из них уносится из зоны контакта, что отрицательно сказывается на эффективности процессов тепло-массообмена и требует установки специальных сепарационных устройств.

В задачу наших исследований входило изучение влияния режимных параметров на величину уноса жидкой фазы и гидравлическое сопротивление роторного аппарата с перекрестным взаимодействием фаз, устройство и принцип действия которого описаны в [3]. Ротор представляет собой соосно установленные и жестко закрепленные на валу перфорированные диспергирующие цилиндры разного диаметра. Очевидно, что при постоянной скорости вращения цилиндров (ω , 1/с) центробежная сила, под действием которой капли движутся от центра ротора к его периферии, будет возрастать с увеличением радиуса цилиндров. Следовательно, допустимые скорости газового пото-

ка в кольцевых каналах между цилиндрами, при которых будут увлекаться капли жидкости одинакового размера, различны. Для расчета последних нами получена система дифференциальных уравнений, описывающих траектории движения капель в каналах между цилиндрами при установившейся скорости вращения ротора:

$$\begin{aligned} \ddot{n} &= n\omega^2 - 2\dot{S}\omega - \psi\kappa v_y / |\vec{v}|; \\ \ddot{S} &= S\omega^2 + 2\dot{n}\omega + R\omega^2 - \psi\kappa v_x / |\vec{v}|; \\ \ddot{\ell} &= \kappa\psi(\omega - v_z) / |\vec{v}| - g, \end{aligned} \quad (I)$$

где ψ - коэффициент сопротивления, определяемый по известным зависимостям [4]; $\kappa = 3\rho_r/4\rho_x d$ (ρ_r, ρ_x - плотность газа и жидкости, кг/м³; d - диаметр капль, м), R - радиус перфорированного цилиндра, диспергирующего жидкую фазу, м; v_x, v_y, v_z - проекции абсолютной скорости частицы $|\vec{v}|$ (капли) относительно осей x, y, z , соответственно равные, м/с:

$$\begin{aligned} v_x &= -(R\omega + \dot{n} + S\omega) \sin(\omega t) - (n\omega - \dot{S}) \cos(\omega t); \\ v_y &= (R\omega + \dot{n} + S\omega) \cos(\omega t) - (n\omega - \dot{S}) \sin(\omega t); \\ v_z &= \dot{\ell}. \end{aligned}$$

При выводе системы уравнений (I) использован метод Лагранжа [5] со следующими допущениями: образующиеся при диспергировании капли имеют шарообразную форму; взаимное влияние капель при их движении отсутствует; при движении капель не происходит их дробления.

За обобщенные силы приняты сила тяжести и сила динамического воздействия газового потока; за обобщенные координаты - подвижные прямоугольные координаты (n, S, ℓ), вращающиеся вместе с цилиндром и направленные по радиусу (S), параллельно оси вращения ротора (ℓ) и по касательной к боковой поверхности цилиндра (n). Начало неподвижных координат (x, y, z) расположено на оси ротора, причем ось z направлена по оси, x, y - по радиусу перпендикулярно друг к другу.

Система уравнений (I) позволяет рассчитать допустимые скорости газового потока, при которых наблюдается унос капль заданного диаметра с различными физическими свойствами жидкой и газовой фаз. Однако для расчета величины капльного уноса и последующего сравнения расчетных значений с результатами эксперимента необходимо знать дисперсный состав капль и их распределение. Для изучения дисперсного состава был использован метод стробоскопического фотогра-

фирования [3]. При этом измерение размера капель осуществлялось при различных скоростях вращения ротора и разных диаметрах отверстий (d_{om}) на боковой поверхности диспергирующего цилиндра диаметром D_u .

В результате обработки опытных данных получена зависимость для расчета среднего диаметра капель:

$$d_{10} = 0.089 \left(\frac{\pi n}{30} \right)^{-0.64} \left(\frac{d_{om}}{D_u} \right)^{0.31} \quad (2)$$

Распределения количества ($K = 0$), размера ($K = 1$), поверхности ($K = 2$) и объема ($K = 3$) описаны функциями плотности и распределения вида

$$f_K(t) = \frac{n}{\gamma \left(\frac{m+K+1}{n} \right)} t^{m+K} \exp(-t^n), \quad (3)$$

$$F_K(t) = \frac{n}{\gamma \left(\frac{m+K+1}{n} \right)} \int_0^t x^{m+K} \exp(-x^n) dx.$$

При условии совпадения экспериментальных и теоретических моментов распределения получены значения $n = 4,521$, $m = 2,436$, $t = d/d_{10}$. Распределение (3) позволяет оценить поверхность и объем капель жидкости в любом интервале изменения их диаметров.

Экспериментальное исследование величины уноса осуществлялось на лабораторной установке с помощью объемного сепаратора, а гидравлического сопротивления - U-образным манометром. При этом основные параметры изменялись в пределах: плотность орошения (q , $м^3/м^2 \cdot ч$) - 0,5...11,0; скорость газового потока по сечению аппарата (w , $м/с$) - 0,5...3,5; скорость вращения ротора (n , $мин^{-1}$) - 500...2000. Опыты проводились на системе вода-воздух при атмосферном давлении.

Как следует из рис. 1, 2, на которых представлены результаты эксперимента, величина относительного уноса (ϵ , %) (отношение объема жидкости, унесенного газовым потоком, к объему поступающей в зону контакта) растет с повышением скорости газа, а также скорости вращения ротора.

С увеличением плотности орошения вначале происходит резкое снижение относительного уноса, затем, при $q \geq 6 м^3/м^2 \cdot ч$, величина ϵ при $n = const$ и $w = const$ практически не изменяется. Такой характер изменения можно объяснить наличием вторичного уноса, обусловленного дополнительным диспергированием капель жидкости при ударе их о внутренние

стенки цилиндров и корпуса аппарата при $q < 6 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$. С повышением же плотности орошения толщина пленки на стенках растет и достигает величины, достаточной для гашения удара капель и их последующего дробления.

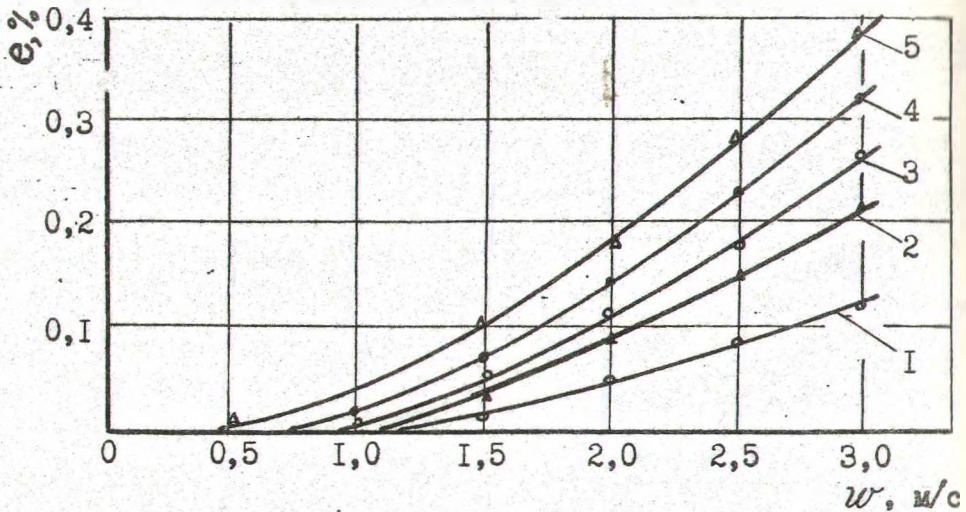


Рис. 1. Влияние скорости газа на величину уноса
 ($q = 11,0 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$)
 1 - $n = 760 \text{ мин}^{-1}$; 2 - 1000; 3 - 1300; 4 - 1600; 5 - 1800

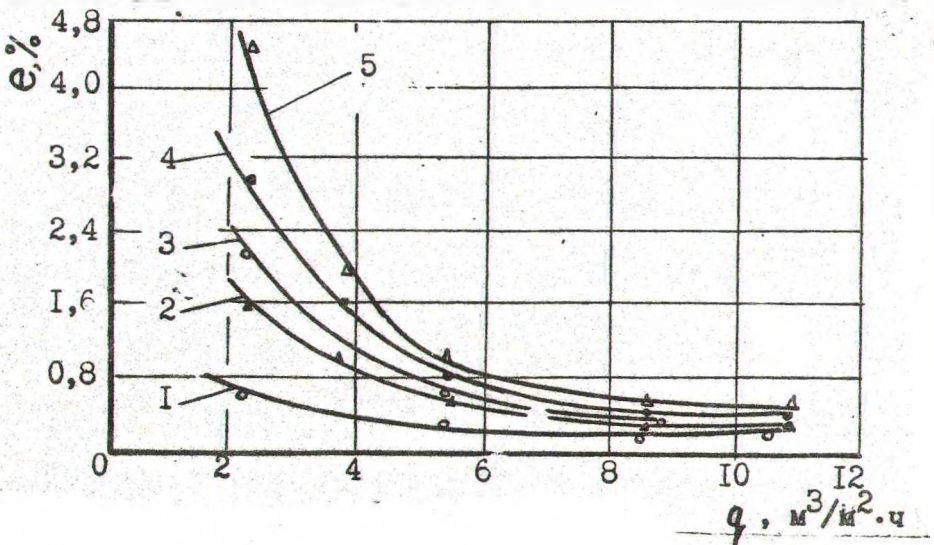


Рис. 2. Влияние плотности орошения на величину уноса
 ($W = 3 \text{ м/с}$)
 1 - $n = 700 \text{ мин}^{-1}$; 2 - 1000; 3 - 1300; 4 - 1600; 5 - 1800

Аналитический расчет величины уноса, который может быть проведен с помощью системы уравнений (1), зависимости (2) и выражения (3) для функции распределения объемов $F_3(t)$, показывает, что расчетные и опытные значения удовлетворительно согласуются при $q \approx 6 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$. Так, например, при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $d_{\text{омк}} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ и $\varnothing_4 = 0,21 \text{ м}$ средний диаметр капель, рассчитанный по (2), равен $1,07 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. При $w = 2 \text{ м/с}$, согласно (1), уноситься будут капли диаметром менее $(0,4-0,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$. При этом величина уноса, определенная по (3), составляет $\sim 0,7-0,8 \%$. Данные значения близко соответствуют опытным. Расхождение расчетных и опытных значений при $q < 6 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ свидетельствует о наличии вторичного уноса.

Исследования по замерам величины гидравлического сопротивления роторного аппарата в указанном выше диапазоне изменения параметров показали, что численные его значения не превышают 500 Па.

Таким образом, проведенный комплекс исследований позволил рассмотреть механизм уноса жидкости и выявить основные параметры, влияющие на его величину, а также на гидравлическое сопротивление конструкции. Кроме того, результаты эксперимента по изучению дисперсного состава капель и полученные расчетные зависимости могут быть использованы при определении тепло- и массообменных характеристик аппарата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Олевский В.М., Ручинский В.Р. Роторно-пленочные тепло- и массообменные аппараты. - М.: Химия, 1977.
2. Олевский В.М., Ручинский В.Р., Кашников А.М., Чернышев В.И. Пленочная тепло-массообменная аппаратура. - М.: Химия, 1988.
3. Марков В.А., Ершов А.И., Волков В.К., Волк А.М. Исследование процесса диспергирования жидкости в роторном аппарате // Изв. вузов, сер. "Энергетика" - 1991. - №6. - С.94-98.
4. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. - М.: Химия, 1971.
5. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. - М.: Наука, 1967.