

последствия, характерного для свободных колебаний. Методом подстановки полученное уравнение можно свести к уравнению первого порядка типа Абеля, которое нелинейно в том смысле, что содержит произведение от производной новой искомой функции по углу поворота на эту функцию, являющуюся производной от угла поворота по времени. Естественно, что в качестве предельного перехода решение в таком приближении должно сходиться к решению в более простом случае, когда вынуждающий момент есть величина постоянная.

В целом такой подход позволяет определить требуемую величину толщины слоя магнитного материала, которая с учетом характерных размеров зерен алмазного порошка, их формы и величины вязких сил трения позволит ориентировать частицы абразивного материала на требуемую величину за определенный промежуток времени.

УДК 532.517.2: 66.063.33

ГАЗОЦЕНТРОБЕЖНОЕ РАЗДЕЛЕНИЕ СУСПЕНЗИИ

А.М. Волк
(БГТУ, г. Минск)

Разделение многофазных систем является составной частью многих технологических процессов в различных отраслях промышленности. Для интенсификации процессов разделения применяют вихревые аппараты различных типов. Вихревые аппараты характеризуются достаточно простой конструкцией, малой металлоемкостью, небольшим гидравлическим сопротивлением. При этом вихревые аппараты работают в достаточно широком диапазоне изменения нагрузок по жидкости и газу [1]. Разработка и внедрение аппаратов требуют математического моделирования процесса разделения.

Рассмотрим газоцентрибежное пленочное фильтрование малокоцентрированных суспензий на горизонтальной проницаемой цилиндрической поверхности под воздействием вентилятора. В целях использования всей поверхности перфорированного элемента ввод суспензии и вывод твердой фазы осуществлен в одном и том же месте. На части перфорированной поверхности происходит фильтрование суспензии, а на остальной поверхности происходит

срыв жидкой пленки с поверхности частиц. Жидкость постоянно отводится из корпуса.

Производительность по жидкой фазе определяется скоростью оттока, которая зависит от перепада давления на проницаемой поверхности и коэффициента сопротивления:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho U_0^2}{2}$$

Перепад давления создается вентилятором [2]

$$P_0 = \bar{P} \frac{\rho_0 W_1^2}{2}$$

и центробежными силами движущейся пленки жидкости.

Рассмотрим движение пленки жидкости вязкостью μ в цилиндрической системе координат r, φ, z по внутренней поверхности горизонтального проницаемого цилиндра радиуса R под воздействием газового потока вязкостью μ_0 , закрученного центробежным вентилятором радиуса R_0 . Ось z направлена по оси цилиндра.

На элементарном участке поверхности скорость оттока U_0 будем считать постоянной, а движение автомодельным, при котором составляющие скорости зависят только от радиуса. В этом случае радиальная скорость в пленке будет

$$U_r = \frac{U_0 R}{r} \quad (1)$$

Уравнения Навье-Стокса преобразовываются к виду

$$\frac{d^2 U_\varphi}{dr^2} - \frac{1}{r} \left(\frac{U_0 R}{\nu} - 1 \right) \frac{dU_\varphi}{dr} - \frac{1}{r^2} \left(\frac{U_0 R}{\nu} + 1 \right) U_\varphi + \frac{g_\varphi}{\nu} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{dP}{dr} = \rho \left(\frac{U_\varphi^2}{r} + \frac{U_0^2 R^2}{r^3} \right) + \rho g_r \quad (3)$$

Обозначим

$$\alpha = \frac{U_0 R}{\nu}$$

для удобства расчетов введем относительный радиус $\bar{r} = r/R$, относительную толщину пленки $\bar{\delta} = \delta/R$ и получим общее решение уравнения (2):

$$U_{\varphi}(\bar{r}) = \frac{c_1}{R\bar{r}} + \frac{c_2}{R}\bar{r}^{\alpha+1} + \frac{g \cos \varphi R^2 \bar{r}^2}{3(U_0 R - v)} \quad (4)$$

На проницаемой поверхности касательная составляющая скорости равна нулю. При малом зазоре между цилиндрами касательные составляющие тензора напряжений на цилиндрической поверхности пропорциональны вязкости среды и линейной скорости цилиндров [3]. Поэтому принимаем граничные условия, считая линейную скорость конечной точки вентиляторного колеса равной W_1 :

$$U_{\varphi}|_{r=R} = 0; \mu_0 W_1 = \mu U_{\varphi}|_{r=R-\delta}$$

Граничные условия дают уравнения:

$$c_1 + c_2 + \frac{g \cos \varphi R^3}{3(U_0 R - v)} = 0, \quad (5)$$

$$c_1 + c_2(1-\bar{\delta})^{\alpha+2} + \frac{g \cos \varphi R^3(1-\bar{\delta})^2}{3(U_0 R - v)} = \frac{\mu_0 W_1 R(1-\bar{\delta})}{\mu} \quad (6)$$

Интегрируя (3) получим уравнение для определения скорости оттока

$$P_0 + \rho \int_{1-\bar{\delta}}^1 \left(\frac{U_{\varphi}(r)}{r} + \frac{U_0^2}{r^3} \right) dr + \rho g \sin \varphi R \bar{\delta} = \zeta \frac{\rho U_0^2}{2} \quad (7)$$

Удельный расход жидкости q по сечению пленки определяется уравнением

$$R \int_{1-\bar{\delta}}^1 U_{\varphi}(r) dr = q, \quad (8)$$

Изменение удельного расхода описывается уравнением

$$\frac{dq}{d\varphi} = R U_0$$

Система уравнений (4)-(8) является замкнутой и определяет гидродинамические характеристики газопленочного центробежного разделения суспензии. Ее решение позволяет рассчитать пошаговым методом оптимальную нагрузку по жидкой фазе и участок фильтрования в зависимости от геометрических и динамических характеристик вихревого аппарата.

Исследования проводились на цилиндрическом элементе радиуса $R = 0,22$ м, длины $L = 0,04$ м, с относительной площадью отверстий $f = 0,16$, сопротивлением $\zeta = 88,15$. Вентиляторное колесо радиуса $R_0 = 0,18$ м вращалось с частотой 2300 об/мин. Коэффициент $\bar{p} = 0,9$. Расход подаваемой суспензии составлял $4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

При решении системы уравнений были получены значения: $c_1 = -0,61$; $c_2 = -0,32$; $U_0 = -0,17 \text{ м/с}$; $\delta = 0,013 \text{ м}$. Участок фильтрования составлял не более $1/4$ части проникаемого элемента.

Расчетные данные совпали с результатами эксперимента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кутепов А.М., Латкин А.С. Вихревые процессы для модификации дисперсных систем. – М.: Наука, 1992. – 250 с.
2. Соломахова Д.С. Центробежные вентиляторы. М.: Машиностроение, 1975. – 176 с.
3. Лойтянский Л.Г. Механика жидкости и газа: Учебн. для вузов. – Изд. 6-е, перераб. и доп. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. – 840 с.

УДК 630.377

ВЛИЯНИЕ ГИБКОСТИ ПАДАЮЩЕГО ДЕРЕВА НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

В.Б. Немцов, А.В. Жуков, С.А. Борисевич
(БГТУ, г. Минск)

В практике проектирования лесных машин в зависимости от поставленной задачи могут использоваться модели дерева в виде гибкого или жесткого стержня [1, 2]. Однако в специальной литературе не рассматривается вопрос влияния изгиба ствола на его динамические параметры. В данной работе исследуется это влияние при падении дерева. Для этого ствол дерева моделируется в виде двух жестких стержней, связанных между собой пружиной с крутильной жесткостью c_φ [3]. Жесткость недопила пренебрежимо мала по сравнению с жесткостью ствола. В этой модели стержни могут поворачиваться друг относительно друга, а угол взаимного поворота зависит от жесткости c_φ . Сопротивление воздуха не учитывается и считается, что взаимное движение происходит в одной плоскости. Устремляя значение этой жесткости к