

УДК 66.011

ПОЛЯ СКОРОСТЕЙ В ВИХРЕВЫХ АППАРАТАХ*А.С. БЕЛОУСОВ, Б.С. САЖИН***(Московский государственный текстильный университет им. А.Н.Косыгина)**

Устройства и аппараты с вращающимися турбулентными потоками позволяют организовать и интенсифицировать различные процессы в текстильной промышленности. Закрученные потоки используются для процесса улавливания волокнистых материалов в циклонах и пылеуловителях со встречными закрученными потоками (ВЗП) [1], в энерготехнологических аппаратах для обработки паровоздушных смесей от зрельников и запарных установок текстильной промышленности [2]. Закрученные потоки в значительной степени определяют эффективность ряда устройств безверетенного прядения как на стадии транспортирования, так и при вводе воздуха в прядильную камеру [3], [4].

Течения закрученных потоков в устройствах безверетенного прядения и в вышеописанных аппаратах имеют ряд общих свойств: малое отношение длины L к диаметру D ($L/D=0,2\div 10$); полная ограниченность потока стенками; несжимаемость; развитый режим течения. Общность свойств позволяет предложить для исследования аэродинамики указанной группы устройств единый подход.

Для оценки аэродинамики рассматриваемых устройств сейчас в основном применяют результаты исследований установившихся течений в трубах или струй, выходящих в неограниченное пространство. В данной работе предлагается иной подход, основанный на гипотезе приосевой генерации турбулентности в устройствах с ограниченными закрученными потоками, правомерность которой подтвержда-

ется экспериментальными исследованиями [5].

В таком случае для устройства с конкретной геометрией можно ввести понятие турбулентного числа Рейнольдса [6]:

$$R_T = VL/v_T,$$

где V – характерная скорость, а v_T – эффективная турбулентная вязкость.

В приосевой области турбулентного закрученного потока возможно также явление так называемого распада вихря – возникновение стационарных рециркуляционных зон [6...8]. Для завихрителей, расположенных по оси течения, такие зоны обычно имеют форму замкнутых полостей [6], [7].

В случае расположения завихрителей на периферии устройства, а также для коротких устройств (при $\bar{H} = H/D=0,2\div 0,5$) эти области имеют структуру, близкую к стержневой. Как установлено [8], в этих случаях поверхности вращения становятся близкими к цилиндрическим, то есть тангенциальная скорость не зависит от осевой координаты z .

Разделим вихревые устройства на три группы: короткие и длинные с одним периферийным завихрителем, а также длинные с двумя завихрителями.

Для определения R_T в устройствах первой группы применим принцип максимума расхода совместно с гипотезой о взаимосвязи радиуса приосевой циркуляционной зоны ξ и радиуса максимума тангенциаль-

ной скорости Γ_{\max} для цилиндрической модели течения.

Определим в данном случае турбулентное число Рейнольдса как:

$$R_T = Q / (2\pi v_T H),$$

где Q – расход воздуха через аппарат.

Введя циркуляцию $\Gamma = V_\varphi r$ из уравнений Навье-Стокса при указанных допущениях, имеем

$$(d\Gamma/dr)(V_r/r) = v_T d/dr[(1/r)d\Gamma/dr], \quad (1)$$

где r – безразмерный радиус, нормированный по радиусу выхода r_a . Используя допущения [8], получаем:

$$V_\varphi = \varepsilon_\varphi (\Gamma_0/r)(1 - \exp(-1/2R_T r^2)), \quad (2)$$

где ε_φ – коэффициент потерь крутки [10]; Γ_0 – входная циркуляция.

Определим связь между R_T и геометрическим параметром аппарата A :

$$(A = F_{in} / (\pi r_a r_0)),$$

где F_{in} – площадь входных патрубков завихрителей, а r_0 – радиус аппарата) в соответствии с гипотезой максимума расхода:

$$A^2 = 1/2[(1 - \xi^2)^2 + 2\xi^2(1 - \xi^2)\ln \xi] / \xi^2. \quad (3)$$

Задав $\xi = r_{\max}$ из (2), получаем $R_T = 2,51/\xi^2$. Результаты численных расчетов этой формулы совместно с (3) хорошо аппроксимируются зависимостью

$$R_T = 2,5 + 12A. \quad (4)$$

Для второй группы более длинных аппаратов и устройств (при $\bar{N} \geq 0,5$), имеющих периферийный завихритель, движение потока можно моделировать как течение во вращающейся трубе с проницаемой боковой поверхностью. Через поверхность

производится равномерный вдув с радиальной скоростью U_{ra} .

В этом случае принимаем следующие допущения о виде решений уравнений Навье-Стокса:

$$U_r = U_r(r), U_\varphi = U_\varphi(\varphi), U_z = zW(r). \quad (5)$$

Назовем такие течения квазицилиндрическими. Введем новые переменные исходя из соотношений:

$$U_r = -v_T u/r, \quad (6)$$

$$x = 1/2\alpha r^2 / v_T, \quad (7)$$

$$\Gamma = rU_\varphi / (aU_{\varphi a}), \quad (8)$$

где α – произвольная постоянная; a – радиус трубы; $U_{\varphi a}$ – тангенциальная скорость на входе потока.

Тогда из уравнений Навье-Стокса получаем:

$$W = \alpha du/dx, \quad (9)$$

$$xu''' = 0,5[(u') - uu'' - 4\delta] - u'', \quad (10)$$

$$2x\Gamma'' = -u\Gamma'. \quad (11)$$

Здесь штрихом обозначено дифференцирование по x . Для решения уравнения (10) обычно вводится параметр n – такой, что $u'(0) = -n$.

Тогда с учетом условий $u(0) = 0$ и $u''(0) = n^2/2 - 2$ уравнение (10) можно решать независимо от (9) и (11) как задачу с начальными условиями. Его необходимо интегрировать до значения $x = x_m$, при котором выполняется $u''(x_m) = 0$ (скольжение по стенке аппарата).

Тогда $u(x_m) = R_T$, где $R_T = a|U_{ra}|/v_T$ – радиальное турбулентное число Рейнольдса.

Как показано в [9], для модели (9...11) возможно применение вариационного принципа, при котором предполагается, что поток генерирует турбулентную вязкость, обеспечивающую минимум скорости диссипации энергии в аппарате. Для применения вариационного принципа не-

обходима довольно сложная процедура, включающая численную минимизацию интегрального функционала, построенного на основе модели (9...11).

Рассмотрим приближенный, но более простой подход к решению той же задачи. Уравнение (10) при $R_T \rightarrow \infty$ имеет асимптотическое решение u_0 :

$$u_0 = 2x - 6(1 - e^{-x}). \quad (12)$$

При этом искомый параметр $x_m \rightarrow \infty$ по закону

$$x_m = 0,5R_T + 3. \quad (13)$$

Следуя [9], зададим приближенное решение (10) в виде $u_* = u_0 + \varepsilon u_1$ (где $\varepsilon \ll 1$), для которого при больших x получаем:

$$u_*(x, E_i) = 2x - 6(1 - e^{-x}) - E_i \left(x^3/3 - x^2 + 2x \right). \quad (14)$$

Для условия скольжения на стенке $E_1 = 3e^{-x_m}/(x_m - 1)$; для условия прилипания $E_2 = 2(1 - 3e^{-x_m})/(x_m^2 - 2x_m + 2)$.

Для расчета параметра x_m получаем соотношение

$$R_T = u_*(x_m, E_i(x_m)), \quad i=1,2. \quad (15)$$

Относительный радиус приосевой циркуляционной зоны ξ рассчитывается из уравнения

$$\xi = \sqrt{x_1/x_m}, \quad (16)$$

где x_1 – первый ненулевой корень уравнения (14).

Совместное численное решение уравнений (6...16) и (3) позволило найти искомую зависимость $R_T(A)$. Она так же, как и

(4), хорошо аппроксимируется линейным уравнением

$$R_T = 26,1A. \quad (17)$$

Зависимость (17) очень близка к одному из асимптотических решений вариационного подхода [9]. При $0 < A < 1,3$ рассчитанный по (16) радиус зоны рециркуляции с точностью до 15% совпадает с решением вариационной задачи.

Сравним расчеты по моделям (1...4) и (9...11) с экспериментальными данными. Для коротких устройств (при $\bar{N} \leq 0,5$) с периферийной закруткой потока модель (1...3) сравнивалась с экспериментами в [10]. Получено хорошее совпадение для вихревых устройств различных размеров, однако для каждого типа завихрителя параметр R_T в уравнении (4) приходилось уточнять индивидуально.

Для достаточно длинного вихревого аппарата ($\bar{N} = 1,25$, $r_0 = 1,33$) кривые тангенциальной и осевой скорости по модели (5...17) оказались практически идентичны расчетам по вариационному подходу [9].

Наиболее сложной для исследования является третья группа устройств (с двумя завихрителями), в частности, пылеуловители типа ВЗП. Имеются данные [7] о достаточно сложной и переменной структуре потоков в таких устройствах, которая может вызывать значительные осевые градиенты скоростей.

Для изучения осевых градиентов полей скоростей при $\bar{N} \geq 1$ нами проведено экспериментальное исследование на лабораторной модели аппарата ВЗП-100 с диаметром $D=0,107$ м. Для определения полей скоростей использован пневматический пятиканальный шаровой зонд.

Относительная высота сечений, отсчитываемых от торца нижнего завихрителя, составляла $\bar{Z} = Z/D$: 0,16; 0,33; 0,7; 1,25; 1,65; 2,0. Число Рейнольдса $Re_0=15000$; соотношение расходов газа $K=0,39$; 0,62; 0,8.

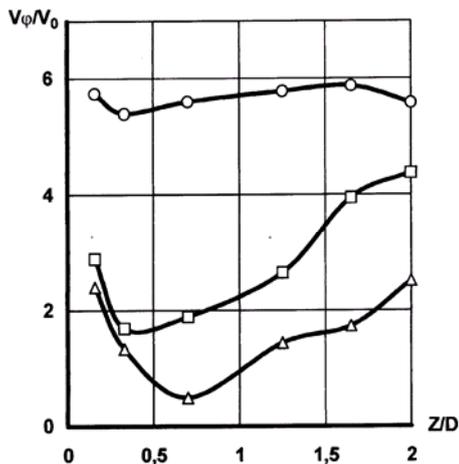


Рис.1

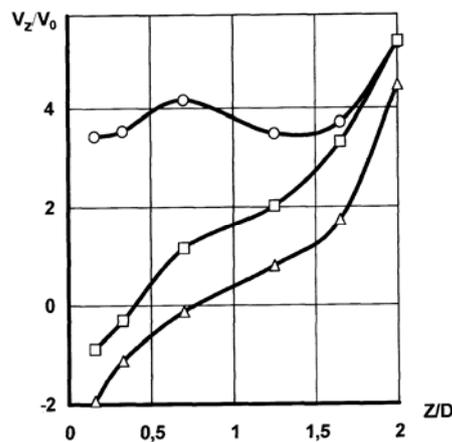


Рис. 2

На рис. 1 и 2 показано распределение вращательной и осевой скоростей (нормированных на среднерасходную скорость V_0) по высоте аппарата при трех различных соотношениях расходов потоков (о – $K = 0,8$; □ – $K = 0,62$; Δ – $K = 0,39$).

На рис.1 данные получены при значении радиуса $\bar{r} = r/R$: $\bar{r} = 0,5$, а на рис.2 соответственно $\bar{r} = 0$. Из данных на рис.1 следует, что в режиме $K=0,8$ распределение тангенциальной скорости практически постоянно по высоте аппарата, причем для данной конструкции средняя величина вращательной скорости значительно больше, чем в других режимах.

Однако при других режимах вращательная скорость имеет значительные градиенты вдоль оси. В нижней части аппарата распределение V_ϕ по высоте имеет экстремум, положение которого смещается при изменении K . Из данных на рис.2 следует, что значительные градиенты вдоль оси имеет также осевая скорость.

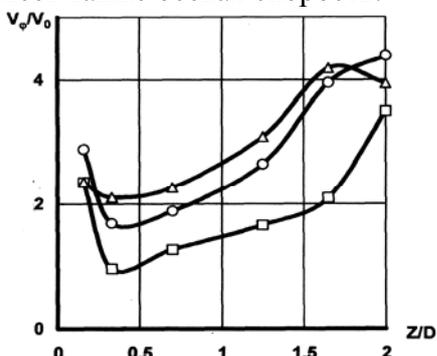


Рис. 3

На рис.3 представлены распределения вращательной скорости по высоте аппарата при $K = 0,62$ и различных значениях радиуса \bar{r} (□ – $\bar{r} = 0,25$; о – $\bar{r} = 0,5$; Δ – $\bar{r} = 0,75$). Из рис.3 видно, что при малых значениях \bar{r} осевые градиенты по тангенциальной скорости наиболее велики. При больших \bar{r} происходит некоторое сглаживание осевых градиентов.

Полученные Результаты свидетельствуют, что в устройствах с двумя завихрителями возможно существование значительных осевых градиентов как для тангенциальной, так и для осевой скорости. Поля скоростей в таких устройствах целесообразно рассчитывать по общим уравнениям Рейнольдса [7].

ВЫВОДЫ

1. Формирование турбулентности в аппаратах и устройствах с вращающимися потоками допускает применение модели эффективно вязкой среды.

2. Гидродинамика устройств с одним периферийным завихрителем может моделироваться на основе экстремальных свойств закрученных квазицилиндрических течений; для устройств с двумя входами целесообразно применять общие уравнения Рейнольдса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сажин Б.С., Гудим Л.И. Вихревые пылеуловители. – М.: Химия, 1995.
2. Сажин Б.С., Тюрин М.П. Энергосберегающие процессы и аппараты текстильных и химических предприятий. – М., 2001.
3. Павлов Г.Г. Аэродинамика технологических процессов и оборудования текстильной промышленности. – М.: Легкая индустрия, 1975.
4. Павлов Г.Г. Аэродинамические основы безверетенных способов прядения. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.
5. Obermair S., Woisetschläger J., Staudinger G. Investigation of the flow pattern in different dust outlet geometries of a gas cyclone by laser Doppler anemometry // Powder Technology. – V. 138, № 2-3, 2003. P. 239...251.
6. Гунта А., Лилли Д., Сайред Н. Закрученные потоки / Пер. с англ. – М.: Мир, 1987.
7. Сажин Б.С., Белоусов А.С. Турбулентные и

вихревые течения в аппаратах со встречными закрученными потоками. – В кн.: Аппараты с активными гидродинамическими режимами для текстильной промышленности и производства химических волокон. – М., 1983. С.17...21.

8. Гольдиштик М.А. Вихревые потоки. – Новосибирск: Наука, 1981.

9. Гольдиштик М.А. Вариационная модель турбулентного вращающегося потока // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1985, №9. С. 22...32.

10. Белоусов А.С., Сажин Б.С., Кочетов Л.М. и др. Аэродинамика турбулентного потока в дисковой вихревой сушилке. – В кн.: Успехи в химии и химической технологии. – М., 2004, т.18, №6 (46). С.126...128.

Рекомендована кафедрой процессов, аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 03.02.06.