

УДК 66.011

**ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ  
НИЗКОНАПОРНЫХ ГИДРОЦИКЛОНОВ**

**HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS  
OF LOW PRESSURE HYDROCYCLONES**

*Л.М. КОЧЕТОВ, Б.С. САЖИН, М.П. ТЮРИН*  
*L.M. KOCHETOV, B.S. SAZHIN, M.P. TJURIN*

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)  
(Moscow State Textile University "A.N. Kosygin")  
E-mail: sazhinbc@pochta.ru

*Предложена математическая модель открытого низконапорного гидроциклона, позволяющая оценить потери напора в гидроциклоне в условиях потока вязкой жидкости. Присутствие тонкодисперсных твердых частиц не оказывает существенного влияния на гидродинамику гидроциклона. Приведены профили окружных и осевых скоростей.*

*The mathematical model of an opened low pressure hydrocyclone allowing to estimate the pressure losses in a hydrocyclone in a viscous fluid flow. The presence of fine particulate matter does not significantly affect the hydrodynamics of a hydrocyclone. The profiles of radial and axial velocities are presented herein.*

**Keywords:** a mathematical model, a hydrocyclone, the loss of pressure, dispersion system.

**Ключевые слова:** модель математическая, гидроциклоны, потери напора, дисперсные системы.

Низконапорные (открытые) гидроциклоны могут использоваться для предварительной очистки воды от взвешенных твердых частиц, мелких волокон, а также эмульгированных масел или жиров, в процессах промывки, отделки или крашения волокон или тканей. Гидроциклон, представленный на рис. 1 (принципиальная схема открытого гидроциклона и профили скоростей: 1 – вход воды; 2 – выход воды;

3 – вывод шлама; 4 – шламособорная часть гидроциклона; 5 – маслоуловитель; 6 – переливной порог;  $v_\phi$  – осевые скорости;  $v_z$  – аксиальные скорости), имеет вертикальный цилиндрикоконический корпус, снабженный одним или двумя тангенциальными каналами для подачи очищаемой жидкости, патрубком 2 для выхода очищенной жидкости, маслоуловительным кольцом 5 и переливным порогом 6. Отделенный дис-

перный материал оседает в виде шлама в коническую часть 4 гидроциклона, откуда периодически удаляется через патрубок 3. Для низконапорных гидроциклонов харак-

терно соотношение  $r_0 \leq 0,5R$  (где  $r_0$  – радиус центрального выходного отверстия аппарата;  $R$  – радиус камеры).

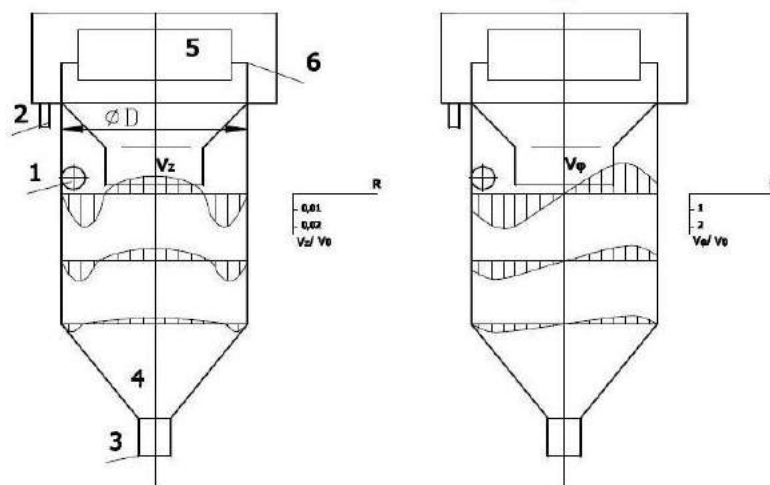


Рис. 1

В рассматриваемых аппаратах, предназначенных, главным образом, для очистки воды [1], [2], движение потока жидкости может рассматриваться как трехмерное, характеризующееся наличием радиальной  $v_r$ , осевой  $v_z$  и окружной составляющей скорости  $v_\phi$ .

В гидроциклонах, в отличие от циклонных пылеуловителей, плотности жидкостной фазы и твердых частиц являются величинами одного порядка, поэтому присутствие твердой фазы не вносит существенных искажений в картину движения высоковязкого потока жидкости. Характер распределения окружных скоростей однофазного жидкостного потока в основном объеме гидроциклона можно получить, рассматривая движение закрученного вихря от периферии к центру. При этом предполагается, что течение газа имеет осесимметричный характер. На основании теории турбулентных течений может быть получено выражение:

$$v_\phi = Cr^{-k}, \quad (1)$$

где  $r$  – радиус рассматриваемой точки по отношению к геометрической оси аппарата;  $k$  – показатель степени, зависящий от вязкости потока, а также от геометрических размеров и соотношений аппарата.

Величина  $k$  может быть определена из соотношения:

$$k = \frac{v_r r}{\zeta + v} - 1, \quad (2)$$

где  $v$  – коэффициент кинематической вязкости ламинарного потока;  $\zeta$  – усредненный коэффициент турбулентной вязкости.

На основании экспериментальных исследований  $k \approx 0,5-0,7$ .

Окружные скорости потока возрастают от периферии к центру, достигая максимальных значений при  $r = r_m$ ; где  $r_m$  – радиус кольцевой зоны внутри центрального отверстия, где окружные скорости газа достигают максимальных значений,  $r_m = m r_0$ ; Обычно  $m \approx 0,9-1$ . На основании экспериментальных данных можно принять  $m \approx (R / r_0)^{-0,1}$ .

В центральной зоне аппарата (при  $r \leq r_m$ ) характер движения газового потока изменяется и преобразуется в квазитвердое вращение. Для этой зоны, как следует из уравнения (2), при  $(\zeta + v) \rightarrow \infty$ ,  $k = -1$  и уравнение (1) приводится к виду:

$$v_\phi = Cr. \quad (3)$$

Экспериментально установлено, что даже при наличии лишь одного тангенциального входа распределение скоростей жидкости в аппарате является осесимметричным.

Учитывая осесимметричный характер течения газа и принимая линейный характер распределения радиального стока по высоте гидроциклона, можно получить закон распределения радиальных скоростей жидкости:

$$v_r r = A = \text{const} . \quad (4)$$

Постоянные  $A$  и  $C$  определяются из условий:

$$A = v_{rR} R = \frac{V(H-z)}{\pi H^2} , \quad (5)$$

$$C = v_{\phi(R)} R^k = \varepsilon \frac{V}{\Sigma S} R^k .$$

где  $V$  – расход жидкости;  $H$  – высота рабочей зоны гидроциклона;  $z$  – осевая координата рассматриваемой точки, считая от тангенциального канала;  $\Sigma S$  – суммарное сечение тангенциальных каналов;  $\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий снижение скорости потока газа непосредственно после выхода из тангенциального канала.

В аппаратах циклонного типа коэффициент  $\varepsilon \approx 0,6-0,9$ ; он зависит от отношения суммарной площади тангенциальных каналов к площади поперечного сечения камеры,  $\Sigma S_{\text{вх}}/S_k$ . При уменьшении этого отношения коэффициент  $\varepsilon$  уменьшается.

Величину  $\zeta$  в уравнении (2) можно оценить по уравнению:

$$\zeta = \beta R \sqrt{v_{\phi R} v_{rR}} , \quad (6)$$

где  $v_{\phi R}$  и  $v_{rR}$  – соответственно окружная и радиальная скорости на уровне  $r = R$ ;  $\beta$  – константа пути смешения турбулентного потока:

$$\beta = 0,01 + 0,55 \sqrt{v_{rR} / v_{\phi R}} . \quad (7)$$

Используя формулы (2), (6), (7), можно рассчитать значение  $k$ . Профили скоростей жидкостного потока в гидроциклоне приведены на рис. 1.

Потери напора в гидроциклоне определяются расходом газа и геометрическими соотношениями аппарата. При этом при постоянных геометрических размерах и соотношениях камеры зависимость потерь напора от расхода жидкости носит квадратичный характер.

Полные потери напора складываются из потерь напора непосредственно при входе потока в аппарат  $\Delta P_{\text{вх}}$ , потерь напора в объеме аппарата  $\Delta P_{\text{об}}$  и потерь напора при выходе потока газа из аппарата  $\Delta P_{\text{вых}}$ :

$$\Delta p = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{об}} + \Delta p_{\text{вых}} . \quad (8)$$

Относительная доля каждой из указанных составляющих зависит от геометрических соотношений камеры, в первую очередь, от относительного размера выходного отверстия,  $r_0/R$ , поскольку именно в выходном отверстии окружные скорости достигают максимальных значений. Полные потери напора в камере определяются по уравнению:

$$\Delta p = \xi \frac{v_1^2}{2g} \rho , \quad (9)$$

где  $v_1 = V / \Sigma S$  – скорость жидкости в тангенциальном канале;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\xi$  – общий коэффициент сопротивления, который является суммой частных коэффициентов (входа в гидроциклон  $\xi_{\text{вх}}$ ; свободного объема гидроциклона  $\xi_{\text{об}}$ ; выхода из гидроциклона  $\xi_{\text{вых}}$ ):

$$\xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{об}} + \xi_{\text{вых}} . \quad (10)$$

Потери напора при входе в камеру связаны прежде всего с турбулентными завихрениями, обусловленными расширением газовой струи, выходящей из тангенциального сопла. Эта величина может быть определена по соотношению:

$$\Delta p_{\text{вх}} = (1 - \varepsilon^2 + \xi_1) \frac{v_1^2}{2} \rho_r = \xi_{\text{вх}} \frac{v_1^2}{2} \rho_r \quad (11)$$

где  $\xi_{\text{вх}} = (1 - \varepsilon^2 + \xi_1)$ ;  $\xi_1$  – коэффициент местного сопротивления тангенциального канала.

Оценку потерь напора в объеме гидроциклона можно осуществить при рассмотрении равновесия дугового элемента потока, вращающегося в камере. На дуговой элемент действуют силы: центробежная, направленная от центра к периферии камеры, и сила, обусловленная градиентом статического давления газа, направленная от центра к периферии. Условие равновесия этих сил можно отобразить уравнением

$$dp_{\text{об}} = \frac{1}{r} v_{\phi}^2 \rho_r \cdot \quad (12)$$

Используя уравнение (1), характеризующее распределение окружных скоро-

стей однофазного потока, можно преобразовать уравнение (12) к виду:

$$dp_{\text{об}} = \frac{\rho_r C^2}{r^{2k+1}} dr. \quad (13)$$

Интегрирование уравнения (14), с учетом соотношения  $C = \varepsilon v_1 R^k$ , позволяет получить выражение, характеризующее распределение статических давлений в объеме гидроциклона (в области  $r_0 \leq r \leq R$ ), при этом можно получить:

$$\Delta p_{\text{об}}^{\text{ст}} = p_R - p_r = \frac{\rho_r \varepsilon^2 v_1^2 R^{2k}}{2k} \left( \frac{1}{r_0^{2k}} - \frac{1}{R^{2k}} \right). \quad (14)$$

Перепад динамического напора, обусловленного разницей скоростей жидкости (в той же области объема гидроциклона  $R \geq r \geq r_0$ ):

$$\Delta p_{\text{об}}^{\text{дин}} = \frac{1}{2} \rho_r (v_R^2 - v_0^2) = \frac{\rho_r \varepsilon^2 v_1^2}{2} \left[ 1 - \left( \frac{R}{r_0} \right)^{2k} \right] + \frac{h_1^2}{4\pi^2} \left[ \frac{1}{R^2} - \frac{1}{r_0^2} \right] \frac{\rho_r v_1^2}{2} \quad (15)$$

Полные потери напора в объеме камеры:

$$\Delta p_{\text{об}} = \Delta p_{\text{об}}^{\text{ст}} + \Delta p_{\text{об}}^{\text{дин}} = \xi_{\text{об}} \frac{\rho_r v_1^2}{2},$$

где

$$\xi_{\text{об}} = \frac{\varepsilon^2 R^{2k}}{k} \left( \frac{1}{r_0^{2k}} - \frac{1}{R^{2k}} \right) + \varepsilon^2 \left[ 1 - \left( \frac{R}{r_0} \right)^{2k} \right] + \frac{h_1^2}{4\pi^2} \left[ \frac{1}{R^2} - \frac{1}{r_0^2} \right]. \quad (16)$$

Анализ полученного уравнения показывает, что последнее слагаемое данного уравнения мало по сравнению с первыми двумя; пренебрегая его значением, можно привести уравнение (16) к более простому виду:

$$\xi_{\text{об}} \approx \varepsilon^2 \left( \frac{1-k}{k} \right) \left[ \left( \frac{R}{r_0} \right)^{2k} - 1 \right]. \quad (17)$$

На уровне центрального выходного отверстия гидроциклона окружные скорости потока достигают максимальных значений:

$$v_{m\phi} = \varepsilon v_1 (R / r_m)^k = \varepsilon v_1 (R / m r_0)^k. \quad (18)$$

Величина радиальных скоростей газа на радиусе центрального отверстия  $r=r_0$ , для уровня  $z=H/2$  согласно уравнениям (4), (5) составит:

$$v_{r0} = \frac{V}{2\pi H r_0} = \frac{v_1 \Sigma S}{2\pi H r_0}. \quad (19)$$

Величина осевых скоростей газа в центральном отверстии составит:

$$v_{z0} = \frac{V}{\pi r_0^2} = \frac{v_1 \Sigma S}{\pi r_0^2}. \quad (20)$$

Абсолютная скорость газа на уровне выходного отверстия:

$$v_0 = (v_{mf}^2 + v_{r0}^2 + v_{z0}^2)^{0,5}. \quad (21)$$

Тогда потери напора в выходном створе составят:

$$\Delta p_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} \frac{\rho_r v_1^2}{2}, \quad (22)$$

$$\text{где } \xi_{\text{вых}} = \varepsilon^2 \left( \frac{R}{mr_0} \right)^{2k} + \left( \frac{\Sigma S}{2\pi H r_0} \right)^2 + \left( \frac{\Sigma S}{2\pi r_0^2} \right)^2.$$

Учитывая, что величина второго и третьего слагаемых уравнения пренебрежимо мала по сравнению с первым, получим:

$$\xi_{\text{вых}} \approx \varepsilon^2 \left( R / mr_0 \right)^{2k}. \quad (23)$$

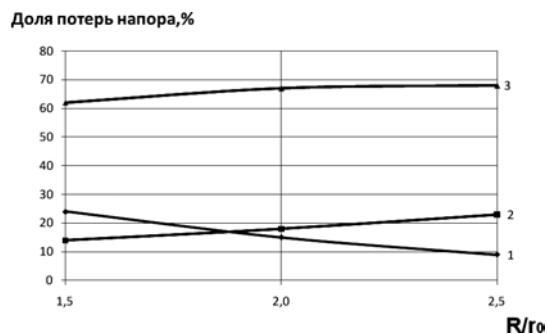


Рис. 2

На рис. 2 представлены расчетные зависимости относительных потерь напора: 1 –  $\Delta P_{\text{вх}}$ , 2 –  $\Delta P_{\text{об}}$  и  $\Delta P_{\text{вых}}$  в гидроциклоне от отношения  $R/r_0$ . Расчеты были выполнены для значений  $\varepsilon = 0,9$  и  $k = 0,5$ .

Видно, что с уменьшением диаметра выходного отверстия (увеличением отношения  $R/r_0$ ) доля потерь напора при входе газа в гидроциклон уменьшается, тогда как доля потерь напора в объеме и при выходе возрастают. При этом 60...70% общих потерь напора приходится на выходной створ гидроциклона, поскольку в этом месте камеры окружные скорости потока достигают максимальных значений, а следова-

тельно, доля потерь наиболее значительна. Условия входа оказывают значительно меньшее влияние на общую величину потерь напора.

Эффективность улавливания по фракциям для гидроциклона может быть оценена с помощью функции нормального логарифмического распределения с помощью методики, изложенной в работе [3].

## ВЫВОДЫ

1. Предложена математическая модель открытого низконапорного гидроциклона, позволяющая оценить потери напора в гидроциклоне в условиях течения однофазного потока вязкой жидкости. Получены расчетные соотношения для оценки потерь напора для отдельных участков гидроциклона. Установлено, что основная доля потерь напора, более 60%, приходится на участок выхода из гидроциклона, где окружные скорости достигают максимальных значений.

2. Показано, что присутствие тонкодисперсных твердых частиц в потоке жидкости не оказывает существенного влияния на гидродинамику гидроциклона.

3. Приведены профили окружных и осевых скоростей в гидроциклоне.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сажин Б.С., Кочетов Л.М., Белоусов А.С. Удерживающая способность и структура потоков в вихревых аппаратах // Теоретические основы химической технологии. – 2008, №2.
2. Сажин Б.С., Гудим Л.И., Кочетов Л.М. Экологическая безопасность технологических процессов. – М.: МГТУ им. А.Н. Косыгина, 2007. С. 391.
3. Кочетов Л.М., Сажин Б.С., Сажин В.Б., Тюрин М.П. Оценка эффективности разделения суспензий в низконапорных гидроциклонах // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2010, №4. С.107...111.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 06.10.11.