

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО КАНАЛА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ФИЛЬТРА С ЗАЩИТНОЙ ПЕРЕГОРОДКОЙ НА СТРУКТУРУ ТЕЧЕНИЯ СРЕДЫ

А.А. Александров

В.А. Девисилов

Е.Ю. Шарай

Д.А. Киселева

devisilov@bmstu.ru

sharay@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Проведено математическое моделирование гидродинамического фильтра с вращающимися защитной и фильтровальной перегородками. Изучено влияние геометрических параметров конструкции фильтра на процесс вихреобразования — угла конусности корпуса гидродинамического фильтра и ширины кольцевого зазора между неподвижным корпусом и вращающейся защитной перегородкой. Установлено, что увеличение ширины кольцевого канала и угла конусности корпуса фильтра приводит к интенсификации циркуляционного течения с образованием вторичных вихревых структур. Получено распределение скоростей в рабочем канале гидродинамического фильтра при различных геометрических и режимных параметрах. Показано, что в рассмотренном диапазоне режимных и конструктивных параметров вращение жидкости между двумя перегородками гидродинамического фильтра не является аналогичным вращению абсолютно твердого тела

Ключевые слова

Гидродинамический фильтр, вихреобразование, защитная перегородка, сужающийся кольцевой канал, математическое моделирование, структура потоков

Поступила в редакцию 18.09.2017
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Работа выполнена в рамках государственного задания по проекту № 10.7766.2017/8.9 «Экспериментальное и аналитическое исследование вихревых многофазных потоков ньютоновских и неньютоновских сред в условиях регулируемого гидродинамического и вибрационного воздействия и разработка сепарационных устройств применительно к процессам и аппаратам химической технологии»

Введение. Очистка жидкостей от твердых механических примесей остается одной из важных технических задач с позиции экологической безопасности и повышения надежности работы технических систем. Обзор существующих аппаратов очистки жидкостей от взвешенных механических примесей на основе принципа гидродинамического фильтрования выполнен в работе [1], показано, что одними из наиболее перспективных аппаратов очистки вязких жидкостей являются гидродинамические фильтры, в которых тангенциальное фильтрование сочетается с центробежной сепарацией при вращении фильтровальной цилиндрической перегородки. Среди таких гидродинамических фильтров комбинированного действия можно выделить гидродинамические фильтры с защитной перегородкой, описанные в работах [2, 3].

Принцип работы гидродинамического фильтра [1–8] с защитной перегородкой основан на тангенциальном фильтровании жидкости через вращающуюся фильтровальную перегородку, расположенную внутри вращающейся защитной перегородки с перфорацией (рис. 1). Очищаемая жидкость поступает

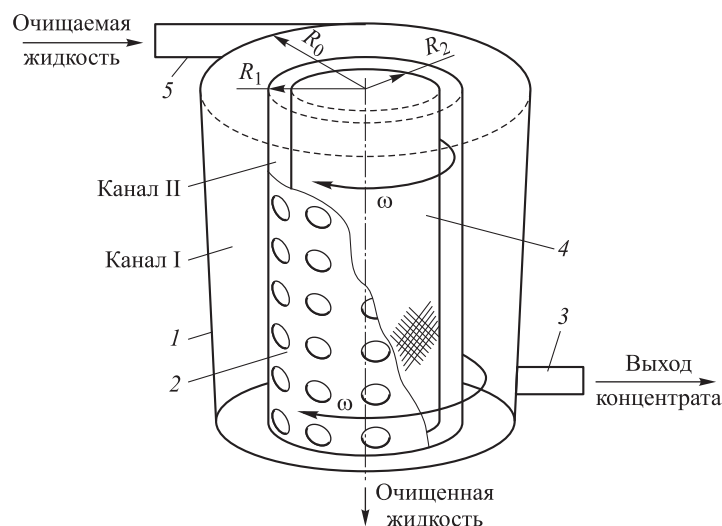


Рис. 1. Схема гидродинамического фильтра:

I, II — кольцевые каналы; 1 — корпус фильтра; 2, 4 — защитная и фильтровальная перегородки; 3 — тангенциальный патрубок выхода; 5 — тангенциальный патрубок входа

в конический корпус 1 фильтра через тангенциальный патрубок 5 и проходит через вращающиеся с одной круговой частотой ω защитную перфорированную (2) и фильтровальную (4) перегородки (см. рис. 1). Удаление механических примесей из очищаемой жидкости происходит за счет двух основных механизмов — фильтрования через перегородку 4 и центробежной сепарации. Получив первоначальную закрутку потока на выходе из тангенциального патрубка 5 под действием центробежной силы, крупные частицы загрязнения с плотностью большей, чем плотность несущей фазы, отбрасываются к стенкам конического корпуса, подхватываются перепускаемым потоком и выносятся из фильтра через тангенциальный патрубок концентрата 3. Вращение защитной и фильтровальной перегородок с круговой частотой ω обеспечивает интенсификацию процесса центробежной сепарации. Кроме того, защитная перегородка 2 препятствует прониканию частиц загрязнений в зазор между фильтровальной и защитной перегородками, тем самым снижается скорость накопления осадка на фильтровальном материале и, как следствие, увеличивается ресурс работы фильтра. В гидродинамическом фильтре реализуется неполнопоточный механизм очистки, часть потока (10...15 % исходного объема) перепускается вдоль вращающейся защитной перегородки. В результате обеспечивается удаление загрязнений из рабочего канала I (см. рис. 1), образованного коническим корпусом и перфорированной перегородкой 2. Чистая

жидкость, прошедшая внутрь фильтровальной перегородки, выводится через нижний слив очищенной жидкости.

В настоящее время имеется ограниченное число работ, в которых математически описаны или экспериментально исследованы механизмы, реализуемые в гидродинамическом фильтре с защитной перегородкой. Так, в работах [9, 10] показана возможность применения неподвижной защитной обечайки для повышения тонкости очистки центробежным механизмом и получены аналитические зависимости для приближенного расчета перепада давления на фильтре. Стохастическая модель процесса разделения суспензий в гидродинамических фильтрах с вращающейся перфорированной перегородкой на основе уравнений диффузионного типа, в частности уравнения Фоккера — Планка — Колмогорова, предложена в работе [2]. Однако в силу большого числа эмпирических коэффициентов модель не может быть использована для инженерных расчетов. Поэтому остается актуальной задача изучения особенности поведения жидкости в рабочей зоне фильтра, образованной каналами I и II (см. рис. 1).

Постановка задачи. Структура течения в кольцевом канале между вращающимися телами характеризуется наличием вихрей, называемых вихрями Тейлора — Гёртлера [11]. Большое число работ посвящено исследованию процесса вихреобразования в кольцевых каналах различных геометрических форм, таких как цилиндрическая, коническая и шаровая [12–18]. Численные исследования структуры потоков вязкой жидкости в сужающемся канале с внутренней вращающейся проницаемой перегородкой приведены в работах [4–8], а также рассмотрена зависимость между эффективностью сепарации твердых частиц и устойчивостью спирального течения.

Существует несколько работ, рассматривающих течение в канале между конической наружной и цилиндрической внутренней поверхностями, в которых показано, что с увеличением ширины канала число чередующихся вихрей с правым и левым вращением, по типу вихрей Тейлора — Гёртлера, по длине канала уменьшается, а длина вихря увеличивается вдоль оси вращения по линейному закону [12, 14]. Однако остается открытым вопрос влияния геометрических параметров (ширины канала, угла конусности наружной поверхности, диаметра отверстий перфорированной перегородки и площади перфорации) на структуру течения в коническом кольцевом зазоре.

Рабочая зона гидродинамического фильтра образована двумя кольцевыми каналами I и II (см. рис. 1). Канал I ограничен неподвижным коническим корпусом и вращающейся цилиндрической защитной перфорированной перегородкой. Канал II включает в себя область между вращающимися с одинаковой частотой цилиндрическими защитной перфорированной и фильтровальной перегородками. Течение в канале II сопоставимо с течением Куэтта между двумя вращающимися цилиндрами [19]. Вихревые структуры, возникающие в канале, представляют собой вихри Тейлора. Критерием устойчивости течения Куэтта является число Тейлора, выражающее зависимость между центробежной силой и силами вязкого трения [19]:

$$Ta = \left(\frac{\omega d^2}{\nu} \right)^2, \quad (1)$$

где ω — угловая скорость вращения цилиндров; d — зазор между цилиндрами; ν — кинематическая вязкость жидкости. Для вычисления критерия Тейлора при течении среды между двумя вращающимися цилиндрами также используют формулу [20]:

$$Ta = Re \sqrt{\frac{d}{R}}. \quad (2)$$

Здесь R — радиус меньшего цилиндра; Re — число Рейнольдса.

Течение в канале I имеет принципиальное отличие от течений в каналах постоянной ширины между вращающимися цилиндрическими и коническими поверхностями с одинаковым углом конусности [21] ввиду непостоянства ширины канала. В работах [12, 15] экспериментально установлено существование следующих вихревых структур в кольцевых каналах коническо-цилиндрической формы в зависимости от угла конусности: при угле конусности $0...32^\circ$ в канале наблюдаются замкнутые тороидальные вихри, при угле $32...60^\circ$ — спиральные, а при угле больше 60° преобладают вихри поперечного течения. Однако эти результаты не могут описать течение в гидродинамическом фильтре, так как не учитывают проницаемость цилиндра и наличие дополнительной закрутки потока при тангенциальном вводе очищаемой жидкости в фильтр.

Следовательно, актуальной задачей является изучение влияния геометрических параметров рабочего канала гидродинамического фильтра с защитной перегородкой на структуру течения среды, что позволит определить соотношение между режимными и геометрическими размерами фильтра, обеспечивающее максимальные эффективность центробежной сепарации и, соответственно, ресурс работы фильтра при минимальных затратах.

Математическая модель. Численные исследования течения в гидродинамическом фильтре проведены в программном комплексе *ANSYS CFX* на основе решения системы уравнений Навье — Стокса, состоящей из уравнения неразрывности и уравнения движения:

$$\nabla U = 0; \quad \rho \nabla(U \times U) = -\nabla p + \nabla \tau + \bar{S}_M,$$

где U — скорость потока; ρ — плотность среды; p — давление; \bar{S}_M — сумма напряжений, создаваемых внешними силами; τ — тензор нормальных и касательных напряжений,

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla U \right),$$

δ — дельта-функция Кронекера; μ — динамическая вязкость среды.

Система уравнений Навье — Стокса дополнена моделью турбулентности k - ϵ , в которой для описания турбулентного течения используется два уравнения переноса — кинетической энергии диссипации k :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + (\text{grad } k) \cdot U = p_k + \text{div} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] - \varepsilon - f_t$$

и скорости изменения кинетической энергии ε :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + (\text{grad } \varepsilon) \cdot U = C_1 \frac{\varepsilon}{k} p_k + \text{div} \left[\left(v + \frac{1}{\sigma_\varepsilon} C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \text{grad } \varepsilon \right] - C_2 f_2 \frac{\varepsilon^2}{k} - f_\varepsilon.$$

Здесь p_k — давление; $v_t = C_\mu k^2 / \varepsilon$; $C_1, C_2, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ — эмпирические коэффициенты; $f_t, f_\varepsilon, f_\mu, f_2$ — пристеночные функции, описывающие течение в пограничном слое [22].

Компьютерное моделирование проведено для трех моделей (рис. 2) проточной части рабочего канала гидродинамического фильтра, отличающихся углом конусности γ корпуса и средней шириной канала

$$S_{\text{cp}} = \frac{R_4 + R_3 - 2R_1}{2},$$

где R_1 — внешний радиус защитной перегородки; R_3, R_4 — минимальный и максимальный радиусы конического корпуса фильтра.

Геометрические параметры расчетных моделей представлены в табл. 1.

Расчеты выполнены для среды со следующими характеристиками: плотность $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; динамическая вязкость $\mu = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$. Расход жидкости на входе в фильтр $Q = 0,6 \text{ м}^3/\text{ч}$. Рассмотрено два режима работы для каждой модели (см. рис. 2) — при частоте вращения перегородок 200 и 1000 мин^{-1} .

Выбранные режимные и конструктивные параметры расчетных моделей удобно представить в виде следующих критериальных характеристик: осевое и окружное числа Рейнольдса и число Тейлора.

Осевое число Рейнольдса рассчитывалось по формуле [23]:

$$\text{Re}_w = \frac{\bar{w} S_{\text{cp}}}{\nu},$$

где \bar{w} — средняя осевая скорость в кольцевом сужающемся канале I; ν — кинематическая вязкость жидкости. Расчет проводился при фиксированном радиальном числе Рейнольдса Re_r ввиду принятых одинаковых граничных условий на входе и выходах моделей.

Окружное число Рейнольдса вычислялось как [23]:

$$\text{Re}_\varphi = \frac{\omega R_1 S_{\text{cp}}}{\nu}.$$

Ввиду непостоянства ширины канала для расчета числа Тейлора не применимы формулы (1) и (2). Критерий Тейлора в работе определялся с учетом средней ширины канала как

$$\text{Ta} = \text{Re}_\varphi \sqrt{\frac{S_{\text{cp}}}{R_1}}.$$

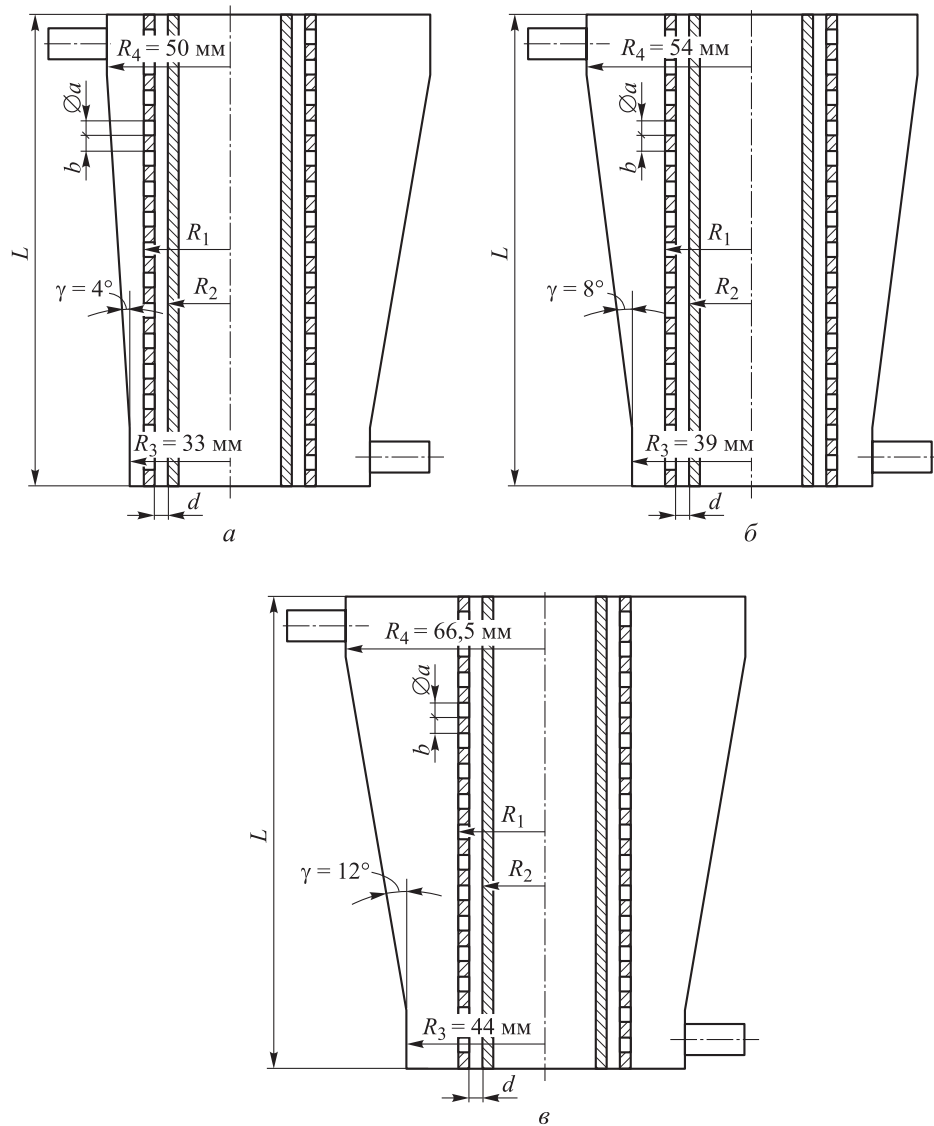


Рис. 2. Исследуемые модели № 1 (а), № 2 (б) и № 3 (в) гидродинамического фильтра

Таблица 1

Геометрические параметры расчетных моделей

Номер модели	R_1 , мм	R_2 , мм	R_3 , мм	R_4 , мм	d , мм	a , мм	b , мм	L , мм	γ , град	S_{cp} , мм
1	28	20	33,0	40,0	5	5	5	155	4,0	8,5
2	28	20	39,0	54,5	5	5	5	155	8,0	18,8
3	28	20	45,5	65,5	5	5	5	155	12,0	27,5

Значения чисел Рейнольдса и числа Тейлора для рассмотренных режимов течения в расчетных моделях при частоте вращения перегородок $n = (30\omega)/\pi$, мин⁻¹, приведены в табл. 2.

Значения чисел Рейнольдса и числа Тейлора

Номер модели	n , мин ⁻¹	Re_w	Re_φ	Ta
1	200	955	3992	2199
	1000	955	19 979	1107
2	200	1325	27 736	3598
	1000	1325	64 640	18 005
3	200	3089	12 915	12 799
	1000	3089	64 640	64 060

Влияние конструктивных размеров фильтра на структуру течения.

Для расчетных моделей № 1–3 (см. рис. 2) получены линии тока жидкости в каналах I и II (см. рис. 1) в проекции на плоскость меридионального сечения, представленные на рис. 3. Установлено, что определяющими параметрами вихреобразования в канале I являются частота вращения перегородок n , средняя ширина канала S_{cp} и угол конусности γ . С увеличением значений средней ширины канала S_{cp} , угла конусности γ и частоты вращения n (см. рис. 3) в канале I происходит интенсификация циркуляционного течения с образованием вторичных вихревых структур.

В канале II интенсивность процесса вихреобразования зависит от частоты вращения перегородок. Так, при частоте вращения $n = 200$ мин⁻¹ в канале II существует безвихревое течение, а при $n = 1000$ мин⁻¹ наблюдаются чередующиеся вихревые структуры в отдельных областях кольцевого канала II, что свидетельствует о наличии переходного процесса.

В работе [24] показано, что первоначальная потеря устойчивости течения происходит у торцевых поверхностей фильтра при вращающейся фильтровальной и неподвижной защитной перегородках. Данный вывод справедлив и для случая совместного вращения перегородок (рис. 3, б, д). Появление локальных зон вихреобразования приводит к формированию нерабочих участков поверхности фильтрования и должно быть учтено при подборе скорости фильтрования.

Несимметричность картин течения (см. рис. 3) вдоль горизонтальной оси в кольцевом канале I (см. рис. 1) объясняется несимметричностью геометрической модели, обусловленной наличием тангенциально расположенных патрубков. При отсутствии дополнительной закрутки потока за счет тангенциального ввода жидкости и подачи ее вдоль оси вращения картина течения становится симметричной (рис. 4, а). Кроме того, тангенциальный ввод потока увеличивает интенсивность образования вихрей по сравнению с осевым вводом потока (рис. 4, б).

Профили скоростей в рабочем канале фильтра. Зависимость осевой составляющей скорости w от радиальной координаты r и от частоты n на линиях 1 и 2 (рис. 5) приведена на рис. 6. Выбор линий 1 и 2 проведен так, чтобы первая проходила через центр отверстия в защитной перегородке, а вторая располагалась на половине расстояния между ближайшими отверстиями.

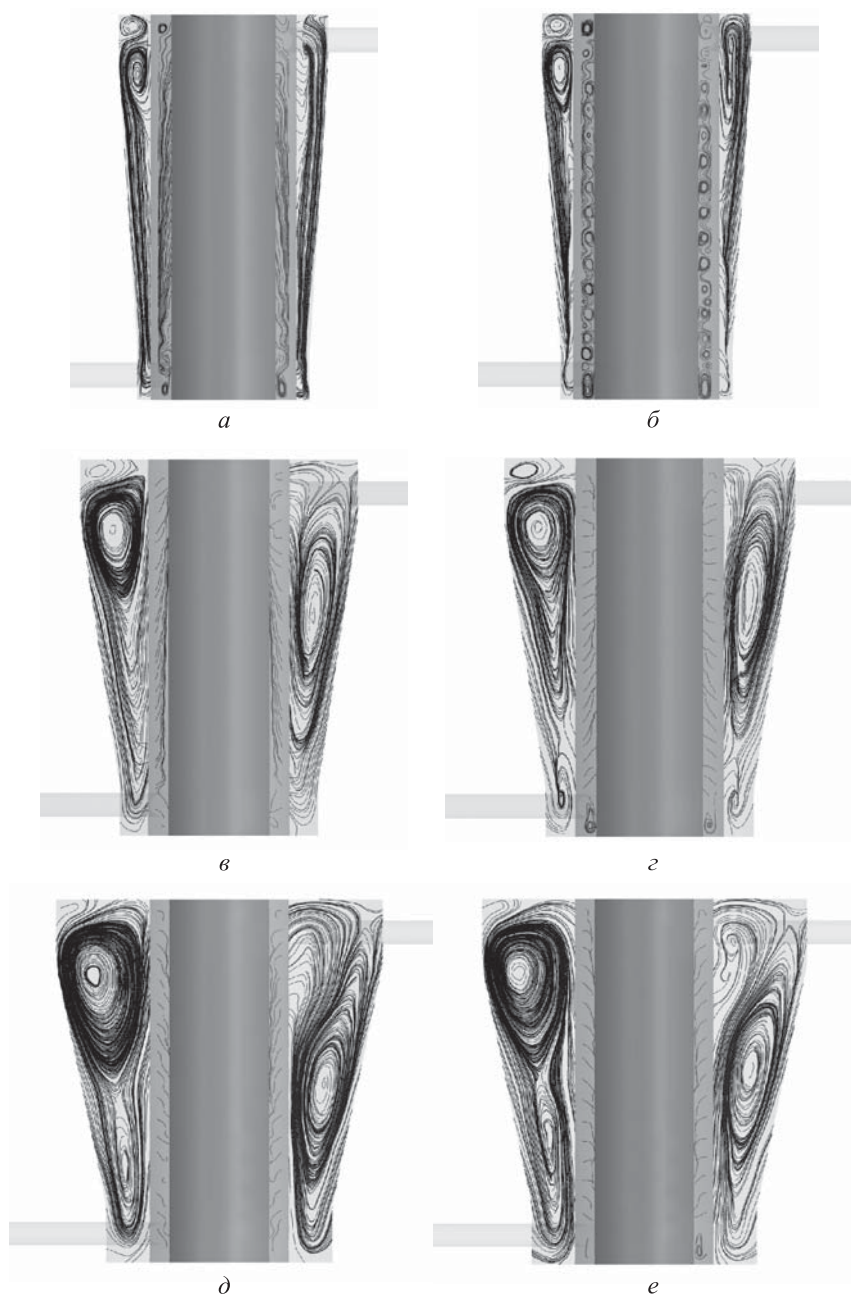


Рис. 3. Структуры потоков в каналах модели № 1 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (а) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (б); модели № 2 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (в) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (г); модели № 3 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (д) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (е)

Согласно анализу приведенных на рис. 6 кривых, в канале I существует циркуляционное течение с нисходящим потоком вдоль корпуса фильтра и восходящим — вдоль защитной перегородки. Характер кривых осевой скорости в канале II изменяется в зависимости от наличия или отсутствия вихрей Тейлора.

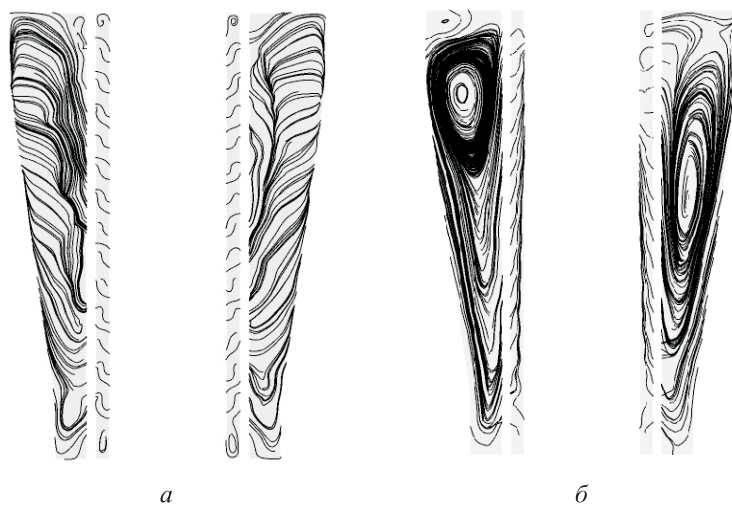


Рис. 4. Линии тока в кольцевых каналах I и II модели № 2 при $n = 500 \text{ мин}^{-1}$ с осевым (а) и тангенциальным (б) вводом жидкости

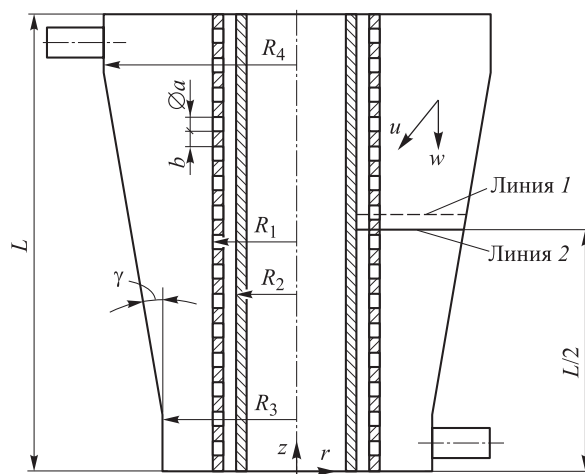


Рис. 5. Схема расположения линий для построения профиля скорости

Распределение тангенциальной компоненты скорости жидкости по радиальной координате r для линий 1 и 2 (см. рис. 5) в канале гидродинамического фильтра показано на рис. 7. Рассчитанные значения скорости в краевых точках совпадают со значениями, которые могут быть получены аналитически по формуле $u = (\pi nr) / 30$, что подтверждает адекватность модели и задание граничных условий. Резкое изменение значений скорости в точках перегиба объясняется выбором размеров расчетных ячеек. Уменьшение размеров расчетных элементов для повышения точности при использовании компьютера невозможно в силу существенного увеличения временных затрат. В дальнейшем для получения количественных результатов с итерационной погрешностью менее 10^{-4} планируется использовать параллельные вычисления. Полученные значения соответствуют точности расчета 10^{-4} и могут быть использованы для инженерных целей.

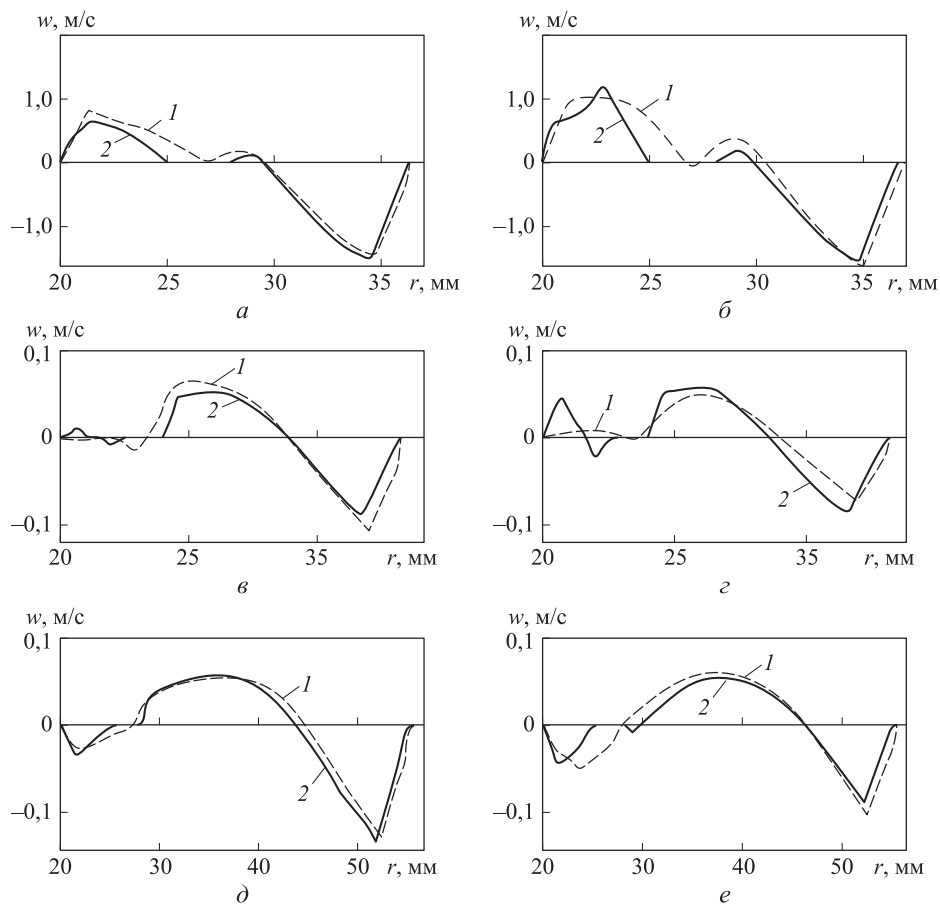


Рис. 6. Зависимость осевой составляющей скорости w от радиальной координаты r для модели № 1 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (а) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (б); модели № 2 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (в) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (г); модели № 3 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (д) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (е) на линиях 1 и 2

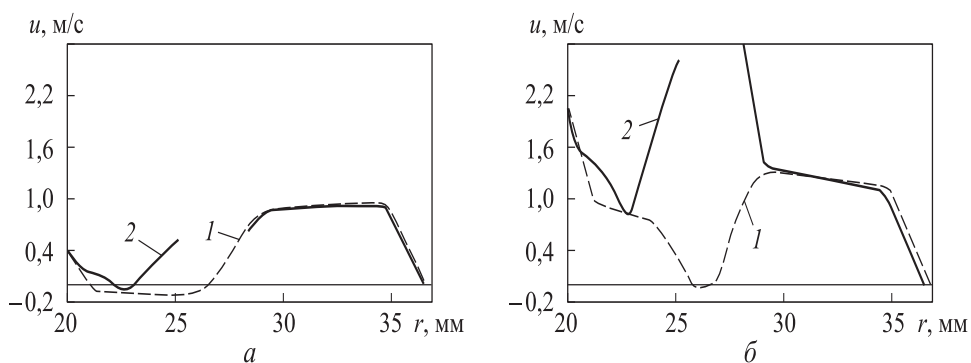


Рис. 7 (начало). Зависимость осевой составляющей скорости u от радиальной координаты r для модели № 1 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (а) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (б) на линиях 1 и 2

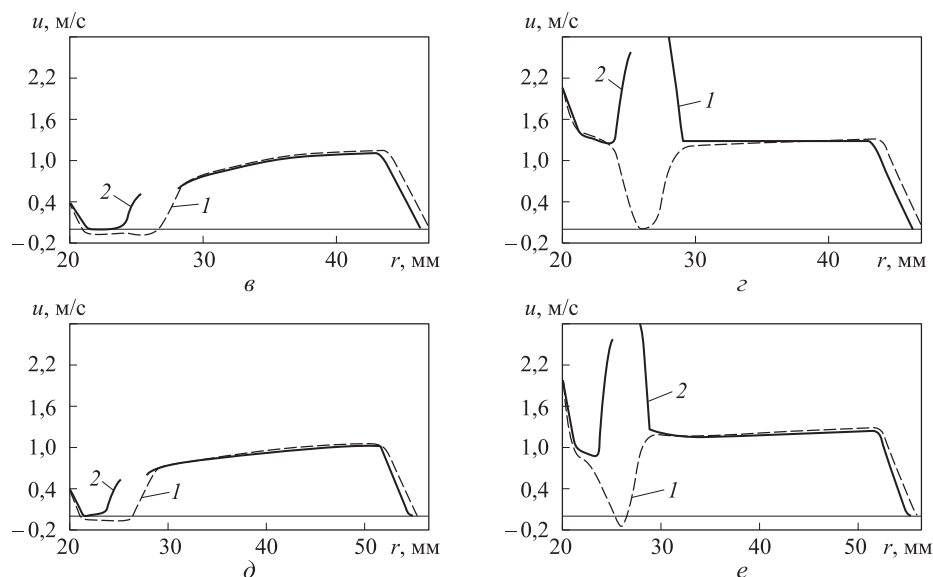


Рис. 7 (окончание). Зависимость осевой составляющей скорости u от радиальной координаты r для модели № 2 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (а) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (б); модели № 3 при $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ (в) и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (д) на линиях 1 и 2

Согласно анализу кривых, приведенных на рис. 7, течение в канале II в указанном диапазоне частоты и геометрических параметров нельзя рассматривать как вращение абсолютно твердого тела, для которого характерен прямолинейный профиль скорости, как предполагалось в работе [2]. Условием почти твердого вращения жидкости является малая скорость течения в канале по сравнению со скоростью вращения [25], и число Россби $Ro = w / (\omega d) \ll 1$. В рассматриваемом случае число Россби Ro изменяется в пределах 0,95–1,34. Большое число Россби показывает, что центробежная сила не доминирует над силой инерции, и течение жидкости будет отличаться от движения абсолютно твердого тела.

Кроме того, на характер течения жидкости в канале II существенное влияние оказывает наличие отверстий в защитной перегородке (см. рис. 7, кривые 1 и 2), размеры отверстий перфорации которой сопоставимы с шириной канала II между защитной и фильтровальной перегородками, т. е. $a \approx d$. Исключение влияния отверстий перфорации в защитной перегородке возможно уменьшением их размера и площади перфорации, однако это вызовет существенное увеличение гидравлического сопротивления фильтра.

Выводы. Выполнено численное моделирование течения жидкости в гидродинамическом фильтре с вращающимися защитной и фильтровальной перегородками. Получены картины течения в кольцевых каналах, образованных фильтровальной перегородкой, защитной перегородкой и корпусом фильтра для трех геометрических моделей фильтра.

В процессе моделирования выявлено, что переход от устойчивого течения происходит с образованием вихрей Тейлора в кольцевом канале между защитной и фильтровальной перегородками, а в сужающемся кольцевом канале воз-

никают подкрышечные вихри и циркуляционное течение. Увеличение средней ширины сужающегося кольцевого канала при одинаковых режимных параметрах приводит к появлению и интенсификации циркуляционного течения и образованию вторичных вихревых структур.

Получены профили осевой и тангенциальной компонент скорости. Установлено, что в рассмотренном диапазоне частоты и геометрических параметров нельзя полагать вращение жидкости между двумя перегородками как вращение абсолютно твердого тела. Поэтому однозначно определить преимущество применения защитной перегородки с позиции сепарации механических частиц загрязнений на этом этапе затруднительно. Для оценки вклада от использования защитной перегородки в гидродинамическом фильтре в эффективность разделения необходимо провести аналогичные исследования для двухфазной дисперсной системы. Указанные аналитические и экспериментальные исследования являются предметом очередного этапа работы по указанной проблеме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Девисилов В.А., Шарай Е.Ю. Гидродинамическое фильтрование // Безопасность в техносфере. 2015. Т. 4. № 3. С. 68–80.
2. Девисилов В.А., Мягков И.А., Львов В.А., Шарай Е.Ю. Аналитическая модель процесса разделения суспензий в гидродинамическом фильтре с вращающейся фильтровальной перегородкой // Безопасность в техносфере. 2014. Т. 3. № 5. С. 32–41.
3. Девисилов В.А., Мягков И.А., Львов В.А., Шарай Е.Ю. Регенерируемый фильтр. Патент 149136 РФ. Заявл. 04.08.2014, опубл. 20.12.2014.
4. Девисилов В.А., Шарай Е.Ю. Численное исследование структуры потоков в гидродинамическом фильтре // Теоретические основы химической технологии. 2016. Т. 50. № 2. С. 215–222. DOI: 10.7868/S0040357116020044
5. Девисилов В.А., Шарай Е.Ю. Гидродинамика течения реологически сложной жидкости в самоочищающемся фильтре // Теоретические основы химической технологии. 2012. Т. 46. № 6. С. 631–638.
6. Девисилов В.А., Шарай Е.Ю., Агалакова Н.А. Исследование гидравлических характеристик течения жидкости в гидродинамическом фильтре с тангенциальной закруткой потока // Вектор науки ТГУ. 2013. № 2 (24). С. 32–37.
7. Aleksandrov A.A., Devisilov V.A., Sharay E. Hydrodynamic non-Newtonian liquid-solid flow in compound Taylor — Couette flow // Proc. 9th Int. Conf. on Multiphase Flow (ICMF 2016). Firenze, Italy, 2016. P. 105–108.
8. Aleksandrov A., Devisilov V., Sharai E. Hydrodynamic vibratory filtration as a method removing of mechanical impurities in regeneration systems of highly viscous working fluids // Proc. 10th Int. Conf. on Sustainable Energy and Environmental Protection. Mechanical Engineering (SEEP 2017), 2017. P. 77–86.
9. Мочалин Е.В. Гидродинамическое сопротивление ротационного фильтра усовершенствованной конструкции // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Сер. Прикладная механика. 2001. № 2/7 (50). С. 31–34.
10. Мочалин Е.В., Петренко О.В., Криавошея П.М., Иванова О.О. Фильтр для очищения ридин. Патент 64474 А Украина. Заявл. 09.06.2003, опубл. 16.02.2004.
11. Görtler H., *Angew. Z. Dreidimensionales zur stabilitätstheorie laminarer grenzsichten* // Math. Mech. 1955. Vol. 35. No. 9-10. P. 362–363.

12. *Wimmer M.* Tailor vortices at different geometries // *Physics of Rotating Fluids*. Springer, 2000. P. 194–212.
13. *Noui-Mehidi M.N.* Design optimization of a conical annular centrifugal contractor // *Fluid Dynamics & Materials Processing*. 2011. Vol. 7. No. 2. P. 141–152. DOI: 10.3970/fdmp.2011.007.141
14. *Zhang Y., Xu L., Li D.* Numerical computation of end plate effect on Taylor vortices between rotating conical cylinder // *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*. 2012. Vol. 17. Iss. 1. P. 235–241. DOI: 10.1016/j.cnsns.2011.05.021
15. *Lalaoua A., Chaieb Z.* Flow patterns in a combined Taylor — Couette geometry // *Topical Problems of Fluid Mechanics*. 2016. P. 109–118. DOI: 10.14311/TPFM.2016.016
URL: <http://www.it.cas.cz/fm/im/im/proceeding/2016/16>
16. *Xu X., Wen P., Xu L., Cao D.* Occurrence of Taylor vortices in the flow between two rotating conical cylinders // *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*. 2010. Vol. 15. Iss. 5. P. 1228–1239. DOI: 10.1016/j.cnsns.2009.05.061
17. *Dou H.-S., Khoo B.C., Yeo K.S.* Instability of Taylor — Couette flow between concentric rotating cylinders // *Inter. J. of Thermal Science*. 2008. Vol. 47. Iss. 11. P. 1422–1435. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.12.012
18. *Li Q.S., Wen P., Xu L.* Transition to Taylor vortex flow between rotating conical cylinders // *Journal of Hydrodynamics*. 2010. Vol. 22. Iss. 2. P. 241–245. DOI: 10.1016/S1001-6058(09)60050-0
19. *Taylor G.I.* Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders // *Phil. Trans. Roy. Soc. London. Ser. A*. 1923. Vol. 223. P. 289–293.
20. *Финкельштейн З.Л.* Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин. М.: Недра, 1986. 232 с.
21. *Shevchuk I.V.* Convective heat and mass transfer in rotating disk systems. Springer, 2009. 236 p.
22. *Волков К.Н., Емельянов В.Н.* Моделирование крупных вихрей в расчетах турбулентных течений. М.: Физматлит, 2008. 368 с.
23. *Девисилов В.А., Шарай Е.Ю.* Границы устойчивости течения в гидродинамическом фильтре // *Безопасность в техносфере*. 2013. Т. 2. № 4. С. 23–29.
24. *Мочалин Е.В.* Устойчивость течения жидкости снаружи вращающегося сетчатого элемента // *Вестник СумДУ*. 2006. № 12 (96). С. 23–32.
25. *Гринспен Х.П.* Теория вращающихся жидкостей. Л.: Гидрометеиздат, 1975. 304 с.

Александров Анатолий Александрович — д-р техн. наук, профессор, ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана, заведующий кафедрой «Экология и промышленная безопасность» (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Девисилов Владимир Аркадьевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Экология и промышленная безопасность» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Шарай Елена Юрьевна — старший преподаватель кафедры «Экология и промышленная безопасность» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Киселева Дария Андреевна — студентка магистратуры кафедры «Экология и промышленная безопасность» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Александров А.А., Девисилов В.А., Шарай Е.Ю., Киселева Д.А. Влияние геометрических параметров рабочего канала гидродинамического фильтра с защитной перегородкой на структуру течения среды // *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*. 2018. № 2. С. 23–38. DOI: 10.18698/1812-3368-2018-2-23-38

**EFFECT OF GEOMETRIC PARAMETERS OF WORKING CHANNEL
OF HYDRODYNAMIC FILTER WITH PROTECTIVE BAFFLE
ON MEDIUM FLOW STRUCTURE**

A.A. Aleksandrov
V.A. Devisilov
E.Yu. Sharai
D.A. Kiselyova

devisilov@bmstu.ru
sharay@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The purification of fluids from solid mechanical impurities remains one of the most important technical tasks from the viewpoint of ecological safety and reliability improvement of technical system operation. One of the most promising devices for cleaning fluids is the hydrodynamic filter, in which tangential filtration is combined with centrifugal separation during rotation of the filtering and protective cylindrical baffles. It is essential to study the effect of geometric parameters of the working channel of the hydrodynamic filter with a protective baffle on the medium flow structure. This allows us to determine the relationship between the regime and geometric dimensions of the filter, which ensures the maximum efficiency of centrifugal separation and the filter life at minimum costs. The study was carried out by mathematical modeling of the flow in the hydrodynamic filter with rotating protective and filtering baffles. The system of equations was constructed on the basis of Navier — Stokes equations using the turbulence model $k-\varepsilon$. This paper studied the effect of geometrical design parameters of the filter on the vortex formation, the taper angle of the hydrodynamic filter housing and the width of the annular gap between the stationary housing and the rotating protective baffle. The results suggest that an increase in the width of the annular channel and the taper angle of the filter housing lead to the intensification of the circulation flow with the formation of secondary vortex structures. The velocity distribution in the hydrodynamic filter working channel is obtained for various geometric and regime parameters. Findings of the research show that in the considered range of regime and design parameters the rotation of the fluid between two baffles of the hydrodynamic filter is not analogous to the rotation of an absolutely rigid body. It is necessary to carry out similar studies for a two-phase disperse system to evaluate the use of the protective baffle for the separation efficiency. These analytical and experimental studies are the subject of the next stage of work on this issue

Keywords

Hydrodynamic filter, vortex formation, protective baffle, converging annular channel, mathematical simulation, flow structure

Received 18.09.2017
© BMSTU, 2018

The work was carried out as a part of the state project no. 10.7766.2017/8.9 "Experimental and analytical study of vortex multiphase flows of Newtonian and non-Newtonian media under conditions of controlled hydrodynamic and vibrational action and the development of separation devices as applied to processes and apparatuses of chemical technology"

REFERENCES

- [1] Devisilov V.A., Sharay E.Yu. Hydrodynamic Filtration. *Bezopasnost' v tekhnosfere* [Safety in Technosphere], 2015, vol. 4, no. 3, pp. 68–80 (in Russ.).
- [2] Devisilov V.A., Myagkov I.A., L'vov V.A., Sharay E.Yu. Analytical model of suspensions separation in hydrodynamic filter with pivoting perforated partition. *Bezopasnost' v tekhnosfere* [Safety in Technosphere], 2014, vol. 3, no. 5, pp. 32–41 (in Russ.).
- [3] Devisilov V.A., Myagkov I.A., L'vov V.A., Sharay E.Yu. Regeneriruemyy fil'tr [Regenerative filter]. Patent 149136 RF. Appl. 04.08.2014, publ. 20.12.2014 (in Russ.).
- [4] Devisilov V.A., Sharai E.Yu. Numerical study of the flow structure in a hydrodynamic filter. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2016, vol. 50, iss. 2, pp. 209–216. DOI: 10.1134/S0040579516020044
- [5] Devisilov V.A., Sharai E.Yu. Hydrodynamics of a rheologically complicated liquid in a self-cleaning filter. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, 2012, vol. 46, iss. 6, pp. 594–600. DOI: 10.1134/S004057951
- [6] Devisilov V.A., Sharay E.Yu., Agalakova N.A. Investigation of the hydraulic characteristics of fluid flow in hydrodynamic filter with tangential flow swirling. *Vektor nauki TGU*, 2013, no. 2 (24), pp. 32–37 (in Russ.).
- [7] Aleksandrov A.A., Devisilov V.A., Sharay E. Hydrodynamic non-Newtonian liquid-solid flow in compound Taylor — Couette flow. *Proc. 9th Int. Conf. on Multiphase Flow (ICMF 2016)*. Firenze, Italy. 2016. P. 105–108.
- [8] Aleksandrov A., Devisilov V., Sharai E. Hydrodynamic vibratory filtration as a method removing of mechanical impurities in regeneration systems of highly viscous working fluids. *Proc. 10th Int. Conf. on Sustainable Energy and Environmental Protection. Mechanical Engineering (SEEP 2017)*, 2017. P. 77–86.
- [9] Mochalin E.V. Hydrodynamic resistance of rotary filter with improved structure. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. Ser. Prikladnaya mekhanika* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Ser. Applied Mechanics], 2001, no. 2/7 (50), pp. 31–34 (in Russ.).
- [10] Mochalin E.V., Petrenko O.V., Kriavosheya P.M., Ivanova O.O. Fil'tr dlya ochishchennya ridin [Filter for liquid depuration]. Patent 64474 A Ukraine. Appl. 09.06.2003, publ. 16.02.2004.
- [11] Görtler H., *Angew. Z. Dreidimensionales zur stabilitätstheorie laminarer grenzsichten. Math. Mech.*, 1955, vol. 35, no. 9-10, pp. 362–363.
- [12] Wimmer M. Taylor vortices at different geometries. In: *Physics of Rotating Fluids*. Springer, 2000. P. 194–212.
- [13] Noui-Mehidi M.N. Design optimization of a conical annular centrifugal contractor. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, 2011, vol. 7, no. 2, pp. 141–152. DOI: 10.3970/fdmp.2011.007.141
- [14] Zhang Y., Xu L., Li D. Numerical computation of end plate effect on Taylor vortices between rotating conical cylinder. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2012, vol. 17, iss. 1, pp. 235–241. DOI: 10.1016/j.cnsns.2011.05.021
- [15] Lalaoua A., Chaieb Z. Flow patterns in a combined Taylor — Couette geometry. *Topical Problems of Fluid Mechanics*, 2016, pp. 109–118. DOI: 10.14311/TPFM.2016.016 Available at: <http://www.it.cas.cz/fm/im/im/proceeding/2016/16>
- [16] Xu X., Wen P., Xu L., Cao D. Occurrence of Taylor vortices in the flow between two rotating conical cylinders. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2010, vol. 15, iss. 5, pp. 1228–1239. DOI: 10.1016/j.cnsns.2009.05.061

- [17] Dou H.-S., Khoo B.C., Yeo K.S. Instability of Taylor — Couette flow between concentric rotating cylinders. *Inter. J. of Thermal Science*, 2008, vol. 47, no. 11, pp. 1422–1435. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.12.012
- [18] Li Q.S., Wen P., Xu L.X. Transition to Taylor vortex flow between rotating conical cylinders. *Journal of Hydrodynamics*, 2010, vol. 22, iss. 2, pp. 241–245. DOI: 10.1016/S1001-6058(09)60050-0
- [19] Taylor G.I. Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders. *Phil. Trans. Roy. Soc. London. Ser. A*, 1923, vol. 223, pp. 289–293.
- [20] Finkel'shteyn Z.L. Primenenie i ochistka rabochikh zhidkostey dlya gornykh mashin [Application and depuration of process fluids for mining machines]. Moscow, Nedra Publ., 1986. 232 p.
- [21] Shevchuk I.V. Convective heat and mass transfer in rotating disk systems. Springer, 2009. 236 p.
- [22] Volkov K.N., Emel'yanov V.N. Modelirovanie krupnykh vikhrey v raschetakh turbulentnykh techeniy [Large vortex simulation in calculation of turbulent flows]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2008. 368 p.
- [23] Devisilov V.A., Sharay E.Yu. Current stability limits in hydrodynamic filter safety in technosphere. *Bezopasnost' v tekhnosfere* [Safety in Technosphere], 2013, vol. 2, no. 4, pp. 23–29 (in Russ.).
- [24] Mochalin E.V. Fluid flow stability outside the rotating mesh filter element. *Vestnik SumDU*, 2006, no. 12 (96), pp. 23–32 (in Russ.).
- [25] Greenspan Harvey P. The theory of rotating fluids. Cambridge University Press, 1968. 340 p.

Aleksandrov A.A. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Rector of Bauman Moscow State Technical University, Head of Department of Ecology and Industrial Safety, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Devisilov V.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Ecology and Industrial Safety, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Sharai E.Yu. — Assist. Professor, Department of Ecology and Industrial Safety, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Kiselyova D.A. — Master's Degree student, Department of Ecology and Industrial Safety, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Aleksandrov A.A., Devisilov V.A., Sharai E.Yu., Kiselyova D.A. Effect of Geometric Parameters of Working Channel of Hydrodynamic Filter with Protective Baffle on Medium Flow Structure. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Estestv. Nauki* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Nat. Sci.], 2018, no. 2, pp. 23–38 (in Russ.).

DOI: 10.18698/1812-3368-2018-2-23-38