

На рис. 4 приведен электронный снимок анодного оксида при $10000\times$ увеличении.

Прежде всего видна анизотропность структуры анодных оксидов полученных на постоянном токе и изотропность – на переменном. В последних присутствует очень много частиц не проанодированного алюминия (черные точки), заблокированного образовавшимся гидроксидом алюминия. Величина зерен металлических включений от 0,1 до 1,5 мкм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Характер тока и его плотность существенно влияет на состав и свойства анодных оксидов. Анодные оксиды алюминия, из щавелевой кислоты, сформированные переменным током, не содержат структурных анио-

нов, а в пленках из серной кислоты, они присутствуют, но не обладают свойствами стабилизаторов структуры. Такие пленки имеют повышенное содержание воды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вихарев А.В., Верещагин В.И., Вихарев А.А., Заезжаева И.Н., Макаренко Л.Ю. Состав и строение анодных оксидов алюминия. // Ползуновский вестник. – Барнаул, 2004. - №4. – С. 104-107
2. Черных М.А., Вихарев А.В., Овсянникова Н.Г. О влиянии структурных анионов на процесс кристаллизации анодных оксидов алюминия при нагреве. // Журнал прикладной химии. - 1981. - №10 – С. 2301-2303.
3. Вихарев А.В., Черных М.А., Компанеев Е.Ю., Вагина Э.А. Исследование анодного оксида алюминия, сформированного в хромовой кислоте/ // Защита металлов. - 1985. - №4. – С. 601-604.

УДК 004.942:66.06

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛОЩАДИ ПРОХОДНОГО СЕЧЕНИЯ ПРЕРЫВАТЕЛЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО РОТОРНО-ПУЛЬСАЦИОННОГО АППАРАТА

С.Е. Орлов, М.С. Василишин

В статье приводится методика расчёта площади проходного сечения прерывателя многоступенчатого роторно-пульсационного аппарата и рассчитанные на её основе гидродинамические закономерности течения жидкости. Приведено сравнение теоретических и экспериментальных данных по расходу жидкости через различные конструкции роторно-пульсационных аппаратов.

Ключевые слова: роторно-пульсационный аппарат, математическое моделирование, площадь проходного сечения, гидродинамика.

Введение

Важнейшим направлением развития современной техники является повышение эффективности оборудования при проведении различных химико-технологических процессов. К числу наиболее перспективных путей интенсификации относится комбинированные методы активного физического воздействия на обрабатываемое сырьё.

К оборудованию, реализующему комплексное воздействие на обрабатываемое сырьё, в полной мере относятся роторно-пульсационные аппараты (РПА). В аппаратах такого класса обрабатываемые продукты подвергаются активному гидродинамическому воздействию, которое обеспечивается большими знакопеременными нагрузками, кавитацией, сдвиговыми напряжениями в радиальном зазоре между поверхностями рабочих органов аппарата и т.п. Кроме того, частицы обрабатываемого сырья при прохождении через прерыватель аппарата могут подвергаться дополнительному измельчению,

что приводит к увеличению межфазной поверхности и положительно отражается на скорости массообменных процессов.

Характер и параметры течения жидкости в прерывателе РПА играют важную роль при описании кинетики большинства химико-технологических процессов, проводимых с использованием аппаратов такого типа. Поэтому исследованию гидродинамики многие авторы уделяют большое внимание. Значительный вклад в развитие модели истечения газожидкостной среды через прерыватель РПА сделан в работах В.Ф. Юдаева [1-4]. Качественно новое развитие теории нестационарных гидромеханических процессов в моделировании течения жидкости через прерыватель РПА осуществлено в работах А.И. Зимина [5]. Часто применяемое для описания средней скорости течения жидкости в каналах уравнение Бернулли модернизировано к виду [5]:

$$\left[l_{eq} + \left(1 + \sqrt{\frac{S_{out}}{S_{in}}} \right) \sqrt{\frac{S_{out}}{\pi}} \right] \frac{dU}{dt} + \frac{1}{2} \left(\xi(t)U^2 + \frac{B(t)U\mu}{d_{eq}\rho} \right) = \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\omega^2 R_d^2}{2} \quad (1)$$

где $l_{eq} = d_{in} + \delta + d_{out}$ – эквивалентная длина прерывателя РПА; d_{in} , d_{out} – длина каналов во внутреннем и внешнем цилиндрах соответственно; δ – толщина радиального зазора между цилиндрами ротора и статора; S_{in} , S_{out} – площади поперечного сечения каналов во внутреннем и внешнем цилиндрах соответственно; $U(t)$ – средняя по сечению канала скорость жидкости в радиальном направлении; $\xi(t)$ – коэффициент гидравлического сопротивления; $B(t)$ – коэффициент гидравлических потерь; μ – коэффициент динамической вязкости; d_{eq} – эквивалентный диаметр проходного сечения; ρ – плотность жидкости; ΔP – статический перепад давления между полостью ротора и камерой статора; ω – угловая скорость вращения ротора; $R_d = R_{in} + \delta/2$ – средний радиус радиального зазора; R_{in} – наибольший радиус внутреннего цилиндра.

Входящие в состав этого уравнения коэффициенты гидравлического сопротивления во многом определяют скорость потока жидкости. Для расчёта этих коэффициентов необходимо знать величину площади проходного сечения прерывателя РПА. Хотя определению значения этой площади посвящено большое количество работ, в настоящее время все известные методики в силу различных причин малопригодны для расчёта многоступенчатых РПА. В связи с этим был разработан алгоритм для расчёта площади проходного сечения прерывателя многоступенчатого аппарата.

Теоретическая часть

Опишем алгоритм расчёта площади проходного сечения для любого i -го канала в k -ом цилиндре. Используемые при этом обозначения геометрических размеров приведены на рисунке 1. Положение границ канала в цилиндрических координатах описываются зависимостями:

$$\alpha_{k,i} = i \frac{2\pi}{z_k} + \phi_k + \phi_{0k}; \quad \beta_{k,i} = \alpha_{k,i} + 2 \arcsin \left(\frac{a_k}{2R_k} \right),$$

где k – номер цилиндра РПА; i – номер канала в цилиндре; z_k – количество каналов в k -ом цилиндре; ϕ_k – угол поворота k -го цилиндра, равный для вращающихся цилиндров ротора и крыльчатки $\phi_k = \omega t$, а для неподвижных цилиндров статора $\phi_k = 0$; ϕ_{0k} –

угол смещения первого канала в k -ом цилиндре в начальный момент времени $t = 0$.

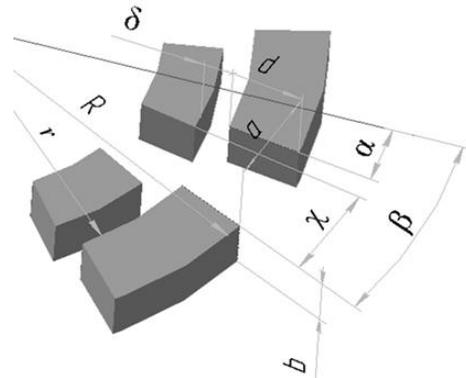


Рисунок 1 – Основные геометрические размеры каналов РПА

Напротив канала в k -ом цилиндре могут располагаться каналы в $(k-1)$ -ом и $(k+1)$ -ом цилиндрах. Условие того, что j -й канал в $(k \pm 1)$ -ом цилиндре располагается напротив i -го канала в k -ом цилиндре, определяется неравенствами:

$$\beta_{k \pm 1, j} > \alpha_{k, i}; \quad \alpha_{k \pm 1, j} < \beta_{k, i} \quad (2)$$

Эти условия определяют номера каналов, составляющих трубку тока, в соседних цилиндрах:

$$j_{\min} = \left\lfloor \frac{z_{k \pm 1}}{2\pi} \left(\alpha_{k, i} - \phi_{k \pm 1} - \phi_{0_{k \pm 1}} - \frac{a_{k \pm 1}}{R_{k \pm 1}} \right) \right\rfloor + 1;$$

$$j_{\max} = \left\lceil \frac{z_{k \pm 1}}{2\pi} \left(\alpha_{k, i} + \frac{a_k}{R_k} - \phi_{k \pm 1} - \phi_{0_{k \pm 1}} \right) \right\rceil - 1;$$

где оператор $\lfloor \]$ означает округление числа x в меньшую сторону, оператор $\lceil \]$ – округление числа x в большую сторону.

Если условие (2) выполняется, площадь проходного сечения одной пары каналов находится по формуле:

$$\Omega = \min(b_k, b_{k \pm 1}) \sqrt{\delta_{k, k \pm 1}^2 + \left(2R_k \sin \left(\frac{\chi}{2} \right) \right)^2},$$

где $\chi = \min(\beta_{k, i}, \beta_{k \pm 1, j}) - \max(\alpha_{k, i}, \alpha_{k \pm 1, j})$.

Даже когда какой-либо канал полностью перекрыт, жидкость может проходить через радиальный зазор между цилиндрами, площадь которого также необходимо учитывать. С учётом транзитного течения жидкости в радиальном зазоре, уравнение для любой пары каналов (рисунок 1) принимает вид:

$$S_2 = \begin{cases} \Omega, & \chi > 0 \cap (\alpha_{r\pm 1, j} \leq \alpha_{k, i} \cap \beta_{k\pm 1, j} \geq \beta_{k, i}); \\ \Omega + b_k \delta_{k, k\pm 1}, & \chi > 0 \cap \\ & \cap [\alpha_{k\pm 1, j} > \alpha_{k, i} \cap \beta_{k\pm 1, j-1} \leq \alpha_{k, i}] \oplus \\ & \oplus (\beta_{k\pm 1, j} < \beta_{k, i} \cap \alpha_{k\pm 1, j+1} \geq \beta_{k, i}); \\ \Omega + 2b_k \delta_{k, k\pm 1}, & \chi > 0 \cap \\ & \cap (\alpha_{k\pm 1, j} > \alpha_{k, i} \cap \beta_{k\pm 1, j} < \beta_{k, i}); \\ 2b_k \delta_{k, k\pm 1}, & \chi \leq 0 \cap (\alpha_{k\pm 1, j} \geq \beta_{k, i} \cap \\ & \cap \beta_{k\pm 1, j-1} \leq \alpha_{k, i}); \\ 0, & \chi \leq 0 \cap (\alpha_{k\pm 1, j} < \beta_{k, i} \cup \\ & \cup \beta_{k\pm 1, j-1} > \alpha_{k, i}); \end{cases}$$

Площадь проходного сечения трубки тока (рисунок 2) ограничивается наименьшей площадью проходного сечения образующих её каналов во всех цилиндрах. Кроме того, если $a_k + a_{k\pm 1} < 2\pi/z_{k\pm 1}$, возможна ситуация, когда напротив канала одного цилиндра располагается сразу несколько каналов последующего цилиндра (разделение потока на рисунке 2). Таким образом, уравнение для расчёта площади проходного сечения трубки тока можно записать в рекурсивной форме:

$$S_1(k, k \pm 1, i) = \sum_{j=j_{\min}}^{j_{\max}} \min [S_2(k, k \pm 1, i, j), S_1(k \pm 1, k \pm 2, j)]$$

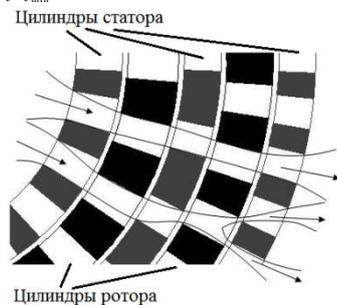


Рисунок 2 – Трубки тока жидкости в системе каналов многоступенчатого РПА

Это уравнение описывает минимальную площадь проходного сечения только в одном направлении (либо «+1», либо «-1») относительно выбранного цилиндра с номером k . Искомая площадь проходного сечения S будет определяться наименьшей из следующих площадей: самого канала (S_0); трубки тока, состоящей из каналов в предыдущих цилиндрах; трубки тока, состоящей из каналов в последующих цилиндрах:

$$S(k, i) = \min[S_0(k), S_1(k, k-1, i), S_1(k, k+1, i)]. \quad (3)$$

Экспериментальная часть

Эксперименты по определению напорно-расходных характеристик РПА проводили для двух различных конструкций аппаратов: лабораторного и опытно-промышленного. Основные их характеристики приведены в таблице 1. Оба РПА посредством патрубков включались в замкнутую схему с ёмкостными аппаратами, по которой осуществляли циркуляцию воды. Измерение расхода проводили посредством расходомера KROHNE-H250.

Результаты и обсуждение

Зная площадь проходного сечения и значения коэффициентов гидравлических сопротивлений уравнение (1) решалось численным методом Рунге-Кутты четвёртого порядка. При этом, согласно [5] предполагалось, что в начальный момент времени ускорение жидкости $\left. \frac{dU}{dt} \right|_{t=0} = 0$.

Графики зависимостей (1) и (3) для лабораторного и опытно-промышленного РПА представлены на рисунках 3–6.

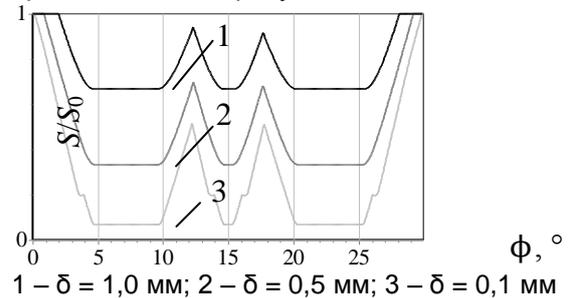
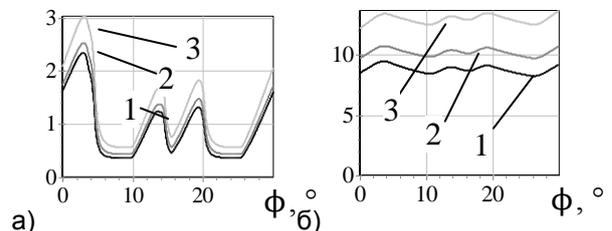


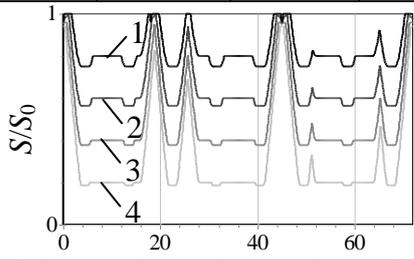
Рисунок 3 – Зависимости площади проходного сечения от угла поворота ротора лабораторного РПА



а) Частота вращения ротора: 1 – 1500 об/мин; 2 – 2000 об/мин; 3 – 2885 об/мин
Рисунок 4 – Зависимости скорости жидкости от угла поворота ротора лабораторного РПА при $\delta = 0,1$ мм (а) и $\delta = 1,0$ мм (б)

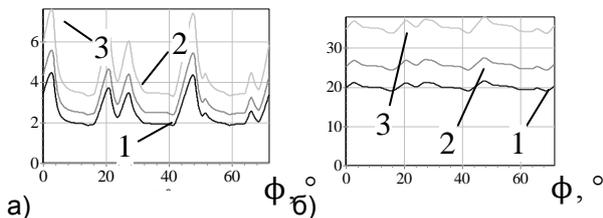
Таблица 1 – Характеристики РПА, используемых в экспериментах

РПА	Наибольший радиус R_{out} , мм	Величины радиальных зазоров δ , мм	Число цилиндров ротора + статора
Лабораторный	46,5	0,1; 0,5; 1,0	2 + 3
Опытно-промышленный	83,0	0,5; 1,0; 1,5; 2,0	2 + 2



1– $\delta=2,0$ мм; 2– $\delta=1,5$ мм; 3– $\delta=1,0$ мм; 4– $\delta=0,5$ мм

Рисунок 5 – Зависимости площади проходного сечения от угла поворота ротора опытно-промышленного РПА



а) Частота вращения ротора: 1 – 1500 об/мин; 2 – 2000 об/мин; 3 – 2885 об/мин

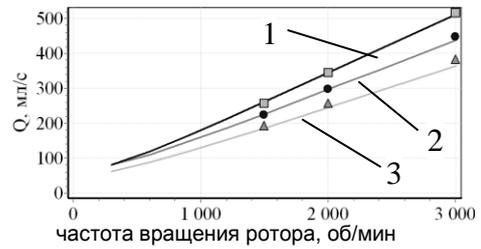
Рисунок 6 – Зависимости скорости жидкости от угла поворота ротора опытно-промышленного РПА при $\delta = 0,5$ мм (а) и $\delta = 2,0$ мм (б)

Из численного решения уравнения (1) видно, что наибольшее влияние на гидродинамические закономерности течения жидкости в РПА оказывают скорость вращения ротора и величина радиального зазора между ротором и статором аппарата.

Средний за период вращения ротора расход жидкости через прерыватель РПА может быть вычислен по выражению:

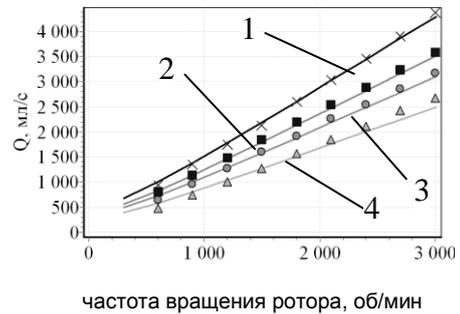
$$Q = z_1 a_1 b_1 \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} U(t) dt .$$

На рисунках 7-8 показаны расчётные и экспериментальные значения расходов для рассматриваемых конструкций РПА.



1 (■) – $\delta = 1,0$ мм; 2 (●) – $\delta = 0,5$ мм; 3 (▲) – $\delta = 0,1$ мм

Рисунок 7 – Расчётные (линии) и экспериментальные (точки) графики расхода жидкости через лабораторный РПА



1 (×) – $\delta = 2,0$ мм; 2 (■) – $\delta = 1,5$ мм; 3 (●) – $\delta = 1,0$ мм; 4 (▲) – $\delta = 0,5$ мм

Рисунок 8 – Расчётные (линии) и экспериментальные (точки) графики расхода жидкости через опытно-промышленный РПА

Расхождения между теоретическими и экспериментальными результатами (наиболее заметные на малых зазорах) объясняются наличием транзитного течения через осевые зазоры между ротором и статором аппарата, которое не учитывалось при построении модели, а также точностью изготовления роторов и статоров аппарата. Сравнение результатов, показанных на рисунках 7-8, позволяет говорить о хорошей сходимости результатов численного решения уравнения (1) с экспериментальными данными. Из анализа рисунков 7-8 также следует, что предложенная зависимость для расчёта площади проходного сечения хорошо описывает реальное изменение площади проходного сечения прерывателя РПА.

Выводы

Предложена методика для определения площади проходного сечения прерывателя многоступенчатого РПА, позволяющая моделировать гидродинамику в таких аппаратах и определять их напорно-расходные характеристики. (2.20)

Проведены эксперименты по определению напорно-расходных характеристик

РПА, подтверждающие удовлетворительную сходимость предложенного математического описания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юдаев, В.Ф. Исследование гидродинамической сирены [Текст] / В.Ф. Юдаев, Д.Т. Кокорев // Известия вузов. Машиностроение. – 1969. – № 10. – С. 72-77.

Юдаев, В.Ф. К вопросу о расчёте геометрических параметров аппарата типа гидродинамической сирены [Текст] / В.Ф. Юдаев, Д.Т. Кокорев, А.И. Сопин // Известия вузов. Машиностроение. – 1972. – № 6. – С. 80-85.

3. Юдаев, В.Ф. Гидромеханические процессы в роторных аппаратах с модуляцией проходного сечения потока обрабатываемой среды [Текст] / В.Ф. Юдаев // Теоретические основы химических технологий. – 1994. – Т. 28, № 6. – С. 581-590.

4. Карепанов, С.К. О нестационарных гидродинамических процессах в аппаратах химической технологии [Текст] / Карепанов С.К., Юдаев В.Ф. // Нестационарная гидромеханика: теория, эксперимент, практические приложения. – М.: СВС – Технология, 1997. – С. 44-49.

5. Зимин, А.И. Прикладная механика прерывистых течений [Текст] / А.И. Зимин. – М.: Фолиант, 1997. – 308 с.

УДК 004.942:66.06

УЧЁТ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ ВИХРЕВОГО ПОТОКА В ПЕРФОРИРОВАННОМ РОТОРЕ

А.Б. Евграфова, В.А. Плотников, П.Т. Петрик

Представлены результаты теоретических исследований гидродинамики вихревого потока в перфорированном роторе с газовой полостью: зависимость коэффициента проскальзывания от интенсивности вдува; относительный радиальный профиль окружной скорости в роторе; распределение относительного давления в роторе. Решение позволяет получить в явном виде выражения для расчёта коэффициента проскальзывания жидкости на границе раздела фаз.

Ключевые слова: проскальзывание, вихревой поток в перфорированном роторе, расчёт коэффициента проскальзывания

Одним из факторов, снижающим эффективность работы фильтрующих центрифуг, является проскальзывание жидкости в перфорированном роторе, приводящее к снижению давления фильтрования и уменьшению производительности.

Эта проблема свойственна и статическим аппаратам с закрученными вихревыми потоками, в которых тангенциальная подача определяет гидравлическое сопротивление и эффективность разделения дисперсий.

Одним из перспективных методов решения гидродинамических задач разделения дисперсных потоков является анализ уравнений движения несущего вихревого потока и получение на его основе безразмерных зависимостей, определяющих показатели разделительного процесса.

Применение методов вычислительной гидродинамики позволяет углубить понимание работы соответствующих аппаратов и выбрать наилучшую геометрическую форму и размеры конструкции. Использование этого метода особенно эффективно для мно-

гофазных гетерогенных систем и аппаратов со сложной геометрией.

Гидродинамика вихревого потока в перфорированном роторе во многом определяется условиями и интенсивностью подачи рабочей среды. В простейшем варианте обрабатываемая среда подаётся в ротор через трубу питания с последующим разбрызгиванием её на внутренней свободной поверхности. Взаимодействие потока питания с вихревым потоком перфорированного ротора приводит к торможению граничной поверхности вихря и отставанию жидкости относительно стенок ротора.

Рассмотрим идеализированную схему подачи рабочей среды в перфорированном роторе (рис.1,б), когда на поверхность раздела фаз равномерно подаётся радиальный поток питания. В силу высокой скорости вращения перфорированного ротора свободную поверхность жидкости будем считать цилиндрической. Будем также полагать, что влияние торцевых пристенных слоёв пренебрежительно мало.