

Особенности расчета мощности роторного импульсного аппарата с профилированным ротором

Применением гидроимпульсных воздействий в гетерогенных и гомогенных жидкостях (на макро-, микро- и наноуровне) обеспечиваются ускорение диффузионных процессов с химическими реакциями, ускорение процессов экстрагирования ценных веществ, создание тонкодисперсных эмульсий и суспензий, осуществление структурных преобразований веществ. Метод гидроимпульсного воздействия на обрабатываемую жидкость реализуется в пульсационных (импульсных) устройствах, принцип работы которых основан на нестационарности потоков вещества, энергии и импульса. Среди таких устройств востребованы роторные пульсационные аппараты (РПА) и роторные импульсные аппараты (РИА).

В роторных пульсационных аппаратах (РПА) обеспечивается реализация (в основном) механического и гидродинамического воздействий на частицы гетерогенной среды. Механическое воздействие на частицы заключается в ударных, срезающих и истирающих нагрузках и в контактах с рабочими частями РПА, гидродинамическое воздействие — в больших сдвиговых напряжениях в жидкости, развитой турбулентности, пульсациях давления и скорости потока жидкости. РПА эффективны для гетерогенных процессов с твердой фазой и вязкими жидкостями [1].

Конструктивная особенность РПА — наличие нескольких последовательных роторов и статоров (многоступенчатость). Величина зазора между ротором и статором одной ступени — 0,5...1,0 мм. Активной рабочей зоной в РПА является зазор между ротором и статором (ступенями ротора и статора). Зона зазора — небольших размеров, поэтому обработке в активной зоне зазора между ротором и статором подвергается не весь объем жидкости, проходящей через РПА (часть жидкости «проска-

кивает» через отверстия в роторе и статоре). Импульсы давления — малой амплитуды, кавитация возникает за счет вихреобразования и турбулентности потока.

В роторных импульсных аппаратах (РИА) основными факторами воздействия на обрабатываемую жидкость являются гидродинамические и гидроакустические эффекты [1]. Гидроакустическое воздействие на жидкость осуществляется за счет макро- и микроамплитудных пульсаций давления, интенсивной кавитации, ударных волн и нелинейных акустических эффектов. Для конструкции РИА характерна одна ступень — ротор и статор — с зазором между ними 0,05...0,10 мм и с большим шагом расположения каналов в роторе и статоре. Зазор между ротором и статором обязательно регулируется, при эксплуатации аппарата поддерживается оптимальная величина зазора для конкретного процесса. Размеры (ширина, диаметр) каналов во много раз меньше расстояния между ними.

В конструкциях аппаратов с цилиндрическими роторами и статорами полость ротора предназначена, как правило, для приема, распределения и увеличения входного давления за счет центробежных сил обрабатываемой жидкости. Для усиления гидромеханического воздействия на жидкость в пространстве полости ротора устанавливаются конструктивные элементы — выступы, стержни и т.п.

Разработаны конструкции РИА, в которых гидроакустические и механические воздействия на жидкость (и на частицы в жидкости) усиливаются формированием профиля радиального сечения внутренней поверхности ротора и крышки аппарата, а именно — сужением и расширением проходного сечения полости ротора по ходу потока жидкости в радиальном направлении (рис. 1) [2, 3].

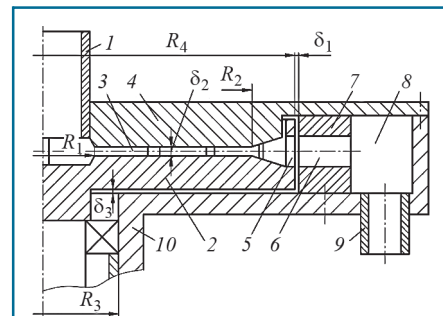


Рис. 1. Схема РИА с профилированной полостью ротора

Принцип действия роторного импульсного аппарата. Обрабатываемая жидкая среда подается под давлением через входной патрубок 1 в полость ротора 2, проходит через торцевой зазор 3 между кольцевыми выступами ротора 2 и крышки 4, каналы 5 ротора и каналы 6 статора, затем поступает в камеру 8 и выводится из аппарата через патрубок 9. Крышка 4 соединена с корпусом 10. При вращении ротора каналы 5 ротора периодически совмещаются с каналами 6 статора. В период времени, когда каналы 5 ротора перекрыты стенкой 7 статора, давление в полости ротора возрастает; при совмещении канала 5 ротора с каналом 6 статора давление за короткий промежуток времени сбрасывается, в результате в канал 6 статора распространяется импульс давления.

При распространении импульса избыточного давления в канале статора вслед за импульсом формируется область пониженного давления (так как совмещение каналов ротора и статора завершается), и подача жидкости в канал статора происходит только за счет транзитного течения из зазора между ротором и статором. Жидкость, поступившая в канал статора, по инерции движется к выходу из канала, и в жидкости инерционными силами создаются растягивающие напряжения, что вызывает кавитацию. В резуль-

тате жидкость подвергается воздействию микроамплитудных кавитационных импульсов давления, что способствует интенсификации физико-химических процессов.

Движение жидкости в роторе (от центральной оси до каналов в боковой стенке ротора) обеспечивается внешним источником давления и центробежными силами. При прохождении жидкости через торцевой зазор между ротором и крышкой скорость жидкости увеличивается, а при выходе из торцевого зазора — снижается. Давление по ходу потока жидкости в торцевом зазоре уменьшается (в соответствии с законом Бернулли), а на выходе — увеличивается. На жидкость действуют большие сдвиговые усилия, вызывающие вихреобразование. Таким образом, в зоне торцевого зазора интенсифицируются процессы смешивания и турбулизации потока. При попадании в торцевой зазор твердых частиц, находящихся в жидкости, большие сдвиговые нагрузки способствуют их разрушению.

В данной работе предлагается методика расчета затрат мощности при работе роторного импульсного аппарата с профилированным ротором.

Составляющие затрат мощности N на работу РИА данной конструкции [1]:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5, \quad (1)$$

где N_1 — мощность, необходимая для передачи кинетической энергии жидкости во вращающемся роторе, Вт; N_2 — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в радиальном зазоре между цилиндрическими поверхностями ротора и статора, Вт; N_3 — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в торцевом зазоре между дисковой поверхностью ротора и корпусом, Вт; N_4 — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в торцевом зазоре между внутренней дисковой поверхностью ротора и крышкой, Вт; N_5 — мощность для преодоления механического сопротивления в узлах аппарата (подшипниках, уплотнениях и т.п.), Вт.

Для определения затрат мощности N_1, N_2, N_5 в уравнении (1) можно рекомендовать следующие зависимости [1, 4, 5]:

$$N_1 = \rho Q \omega^2 R_4^2 / 2; \quad (2)$$

$$N_2 = \text{Re}^{-0,21} \times \left(\frac{\delta_1}{R_4} \right)^{0,2} \left(\frac{az}{R_4} \right)^{0,7} \left(\frac{h}{R_4} \right)^{-1,3} \omega^3 \rho R_4^4 h; \quad (3)$$

$$N_5 = k N_2; \quad (4)$$

$$\text{Re} = \omega \rho R_4^2 / \mu, \quad (5)$$

где a — ширина щелевидного канала в роторе, м; h — высота цилиндрической части ротора, м; z — число каналов в роторе; ρ — плотность жидкости, кг/м³; μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с; Q — расход жидкости, м³/с; ω — угловая скорость ротора, с⁻¹; $k = 0,05...0,08$ — коэффициент; R_4 — радиус цилиндрической поверхности ротора, м.

Для конструкции РИА (см. рис. 1) с малыми величинами торцевых зазоров значения затрат мощности N_3 и N_4 сопоставимы с затратами мощности на механические потери, и их необходимо учитывать при определении суммарной потребляемой мощности аппарата. Для зон торцевых зазоров момент трения определим по формуле Прандтля для вращающегося диска радиусом R , находящегося на расстоянии δ от неподвижной плоскости [6]:

$$M = \frac{\pi}{8} \omega \mu R \frac{(2R)^3}{\delta} = \pi \mu \omega \frac{R^4}{\delta}. \quad (6)$$

В общем виде затраты мощности на вращение ротора определяются по формуле $N = \omega M$. Запишем выражения для определения затрат мощности в зонах, прилегающих к поверхностям ротора:

$$N_3 = \pi \mu \frac{\omega^2 (R_4^4 - R_3^4)}{\delta_3}; \quad (7)$$

$$N_4 = \pi \mu \frac{\omega^2 (R_2^4 - R_1^4)}{\delta_2}, \quad (8)$$

где R_3, R_4, δ_3 — геометрические параметры зоны трения в слое жидкости между ротором и корпусом, м; R_1, R_2, δ_2 — геометрические параметры зоны трения в слое жидкости между ротором и крышкой, м (см. рис. 1).

С применением формул (7) и (8) выполнен расчет затрат мощности в зонах, прилегающих к поверхностям ротора. Графики мощности на трение, получены по формулам (7) и (8) для геометрических параметров РИА с радиусами ротора $R_4 = 0,075...0,125$ м (радиусом рото-

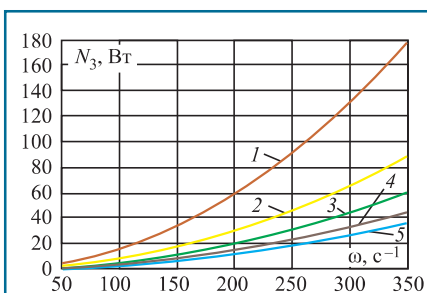


Рис. 2. Зависимости затрат мощности N_3 на трение в торцевом зазоре между ротором и корпусом от угловой скорости ротора ω при $R_4 = 0,125$ м; $R_3 = 0,06$ м (рабочая среда — вода):

1 — $\delta_3 = 0,0005$ м; 2 — $\delta_3 = 0,001$ м; 3 — $\delta_3 = 0,0015$ м; 4 — $\delta_3 = 0,002$ м; 5 — $\delta_3 = 0,0025$ м

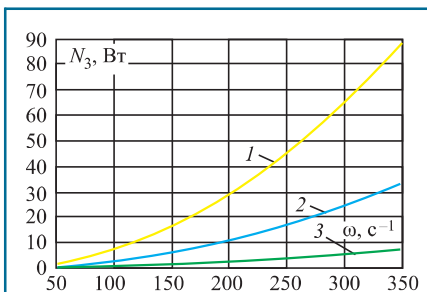


Рис. 3. Зависимости затрат мощности N_3 на трение в торцевом зазоре между ротором и корпусом от угловой скорости ротора ω при $\delta_3 = 0,001$ м; $R_3 = 0,06$ м (рабочая среда — вода):

1 — $R_4 = 0,125$ м; 2 — $R_4 = 0,10$ м; 3 — $R_4 = 0,075$ м

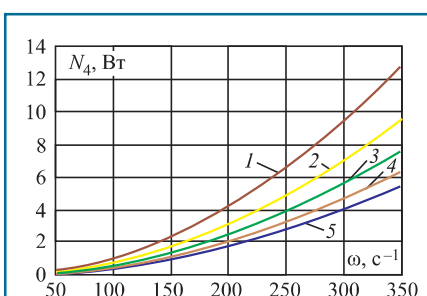


Рис. 4. Зависимости затрат мощности N_4 на трение в торцевом зазоре между ротором и крышкой от угловой скорости ротора ω при $R_2 = 0,1$ м; $R_1 = 0,03$ м (рабочая среда — вода):

1 — $\delta_2 = 0,003$ м; 2 — $\delta_2 = 0,004$ м; 3 — $\delta_2 = 0,005$ м; 4 — $\delta_2 = 0,006$ м; 5 — $\delta_2 = 0,007$ м

ра определяются, в основном, все остальные конструктивные и геометрические параметры для зон трения).

Для электродвигателя со стандартной частотой вращения 2950 мин^{-1} угловая скорость вращения ротора равна $\omega = 308,9 \text{ рад/с}$. Согласно расчетам (см. рис. 2–4), для такой угловой скорости затраты мощности на трение в торцевом зазоре между ротором и корпусом при принятых геометрических параметрах РИА могут достигать 180 Вт при работе на воде (см. рис. 2). Следовательно, затраты мощности на трение в торцевом зазоре между ротором и крышкой — незначительны. Для более вязких жидкостей затраты мощности будут линейно увеличиваться с повышением вязкости в соответствии с формулами (7) и (8).

РИА эффективно применяются для интенсификации процесса экстрагирования целевых веществ в системах с твердой фазой, при этом особенно эффективны РИА рассматриваемой конструкции (см. рис. 1) [2], так как в малом торцевом зазоре между ротором и крышкой происходит интенсивное измельчение твердых частиц в потоке суспензии (за счет истирания), а затем гидродинамическими и гидроакустическими эффектами обеспечивается глубокое проникновение растворителя в поры и капилляры измельченных частиц.

Наиболее перспективно применение РИА для извлечения целевых веществ из природного сырья — например, гуминовых веществ из торфа, бурого угля, биогумуса, сапропеля и т.п. [7, 8]. Вязкость и плотность суспензий повышаются с увеличением концентрации твердых частиц, что влияет на увеличение потребляемой мощности на работу аппарата при их обработке.

РИА также применяются для обработки нефтепродуктов в процессах компаундирования и изменения их физико-химических параметров [9]. Конструкция РИА с профилированным ротором (см. рис. 1) [2] эффективна для обработки нефти и нефтепродуктов, так как в малом зазоре между выступами на крышке и в роторе увеличивается скорость течения, усиливаются турбулентность, вихреобразование и кавитация. Потери на трение в этом случае

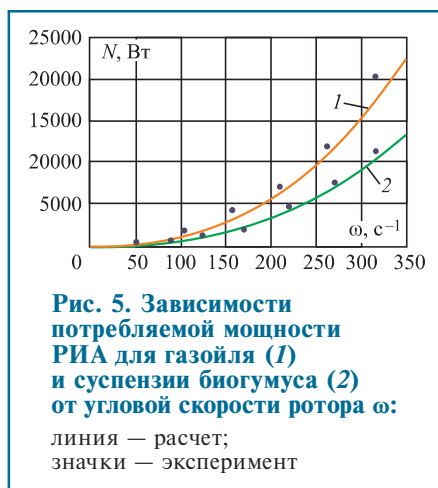


Рис. 5. Зависимости потребляемой мощности РИА для газойля (1) и суспензии биогумуса (2) от угловой скорости ротора ω :
линия — расчет;
значки — эксперимент

также существенно увеличиваются (по сравнению с конструкцией аппарата без кольцевых выступов на крышке ротора), что необходимо учитывать при расчете аппарата.

С применением формул (1)–(8) выполнен расчет затрат мощности на работу РИА рассматриваемой конструкции (см. рис. 1) для суспензии биогумуса и для газойля. На рис. 5 представлены расчетные зависимости мощности по формулам (1)–(8) и экспериментально полученные данные потребляемой мощности при обработке суспензии биогумуса ($\mu = 1,23 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\rho = 1150 \text{ кг/м}^3$) и при обработке газойля ($\mu = 0,059 \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\rho = 930 \text{ кг/м}^3$) при следующих геометрических параметрах РИА: $a = 0,004 \text{ м}$; $h = 0,05 \text{ м}$; $R_1 = 0,05 \text{ м}$; $R_2 = 0,075 \text{ м}$; $R_3 = 0,006 \text{ м}$; $R_4 = 0,125 \text{ м}$; $z = 36$; $\delta_1 = 0,0002 \text{ м}$; $\delta_2 = 0,005 \text{ м}$; $\delta_3 = 0,002 \text{ м}$. Описание экспериментальной установки дано в монографии [1].

При анализе графических зависимостей (см. рис. 5) установлено удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных при обработке суспензии биогумуса и газойля в РИА, что является подтверждением возможности применения рассмотренного подхода и предложенной методики для расчета затрат мощности на работу РИА с профилированным ротором.

Выводы

Разработана методика определения затрат мощности в РИА с профилированным ротором (с малым зазором между крышкой и поверхностью ротора). Установлены основные параметры, влияющие

на затраты мощности: радиальный зазор; угловая скорость ротора; радиусы ротора и статора, которыми определяется расположение зон торцевых зазоров между выступами на крышке и в роторе, между тыльной поверхностью ротора и корпусом.

Установлено, что основная часть мощности затрачивается на преодоление сил трения в радиальном зазоре между ротором и статором. Затраты мощности в торцевых зазорах и на вращение жидкости в полости ротора на порядок меньше, чем затраты мощности в радиальном зазоре между ротором и статором. К основным геометрическим параметрам, влияющим в большей степени на затраты мощности в радиальном зазоре и торцевых зазорах, относятся радиусы, определяющие геометрические параметры радиального и торцевых зазоров, размеры зон трения и, соответственно, площади поверхностей трения.

Список литературы

1. Промтов М.А., Степанов А.Ю., Алешин А.В. Методы расчета характеристик роторного импульсного аппарата. Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ». 2015. 148 с. 2. Пат. на полезную модель № 159457 РФ. Роторный импульсный аппарат /М.А. Промтов, А.В. Алешин, М.М. Колесникова. Опубл. 10.02.2016. Бюл. № 4. 2 с. 3. Пат. 2317142 РФ. Роторный аппарат /С.А. Нагорнов, В.М. Червяков, А.А. Коптев, Р.В. Фокин. Опубл. 20.02.2008. Бюл. № 5. 6 с. 4. Червяков В.М., Коптев А.А. Определение энергозатрат в роторных аппаратах // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2005. № 4. С. 10–12. 5. Промтов М.А. Расчет основных параметров роторного импульсного аппарата радиального типа // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. № 9. С. 13–15. 6. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика. 2000. 576 с. 7. Кухленко А.А., Орлов С.Е., Василишин М.С. и др. Исследование процесса экстракции в установке с роторно-пульсационным аппаратом // Ползуновский вестник. 2013. № 3. С. 248–256. 8. Кухленко А.А., Орлов С.Е., Иванова Д.Б., Василишин М.С. Исследование процесса растворения полидисперсных материалов в установке с роторно-пульсационным аппаратом // Инженерно-физический журнал. 2015. Т. 88. № 1. С. 25–36. 9. Курочкин А.К., Курочкин А.А. Гидроакустические роторные кавитаторы, процессы и технологии. Краткий каталог. // Сфера. Нефть и газ. 2019. Т. 69. № 1. С. 102–111.