

А. А. Салин, Н. С. Гришин

ВЛИЯНИЕ КОНФИГУРАЦИИ И РАЗМЕРОВ НАСАДОЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА СКОРОСТЬ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЯ ЖИДКОСТИ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ЭКСТРАКТОРАХ БЕЗНАПОРНОГО ТИПА

Ключевые слова: центробежная экстракция, скорость проскальзывания, конфигурация насадка.

Исследовано влияние конфигурации и размеров насадок на характер движения двухфазных потоков в центробежных экстракторах. Представлена зависимость проскальзывания радиального потока от величины эффективной поверхности и трения контактных элементов насадки.

Keywords: centrifugal extraction, slip velocity, nozzle configuration.

The influence of nozzles's shape and size on the character of motion of two-phase flows in centrifugal extractors was investigated. The radial flow slipping dependence of the effective surface and friction value contact elements of nozzles was represented.

Введение

Сложный характер движения двухфазных радиальных потоков в центробежном экстракторе обусловлен наличием окружной и радиальной составляющих скоростей и определяется разностью плотностей разделяемых компонентов, их расходом, размером проходного сечения и типом контактных устройств. Значительное влияние на траекторию движения также оказывают силы Кориолиса, вызывающие проскальзывание жидкости и изменение окружной скорости по радиусу от центра к периферии [1], что в свою очередь приводит к снижению производительности экстрактора и изменению скорости движения фаз в радиальном направлении.

В связи с тем, что определение относительной окружной скорости представляет значительный интерес при решении задач гидродинамики и массообмена в контактных устройствах, явление проскальзывания неоднократно становилось предметом исследования различных авторов [2-8]. В указанных источниках приводятся приближенные и частные решения дифференциальных уравнений для случаев течения потоков в щелях между коническими и плоскими вставками сепараторов.

Обработка экспериментальных данных

Для проверки значимости влияния определенных параметров указанных зависимостей применительно к режимам работы центробежных экстракторов дифференциально-контактного типа были проведены экспериментальные исследования [1], результаты которых сравнивались с расчетными значениями скорости проскальзывания, полученными по следующим зависимостям:

- формула Лысковцова И. В.

$$\omega_{\text{ПР}} = \sqrt{\frac{3 \cdot Q \cdot \omega_0}{\pi \cdot \lambda \cdot R^3 \cdot c_p}}, \quad (1)$$

где $\lambda = 0,06 + 3,4/\text{Re}$, $\text{Re} = \omega \cdot h \cdot \rho / \nu$;

- формула Гольдина Е. М.

$$\omega_{\text{ПР}} = \frac{Q \cdot \omega \cdot h}{12 \cdot \pi \cdot \nu \cdot R^2}; \quad (2)$$

Экспериментальные данные [1] обрабатывались по следующему уравнению:

$$\omega_{\text{ПР}} = 10,7 \sqrt{\frac{Q \cdot \omega_0 \cdot h}{\lambda_0 \cdot R^4}}, \quad (3)$$

где λ – эффективный коэффициент сопротивления, Q – расход, ω – окружная скорость ротора, R – радиус, h – размер проходной щели.

Результаты исследования представлены на рисунках 1-3. Расхождение расчетных значений с экспериментальными данными объясняется тем, что внутренняя конфигурация тарельчатых сепараторов конструктивно отличается от центробежных экстракторов.

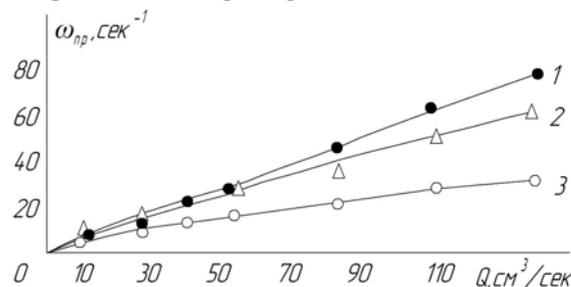


Рис. 1 - Сравнение расчетных и опытных значений угловых скоростей проскальзывания по данным различных авторов: 1 – Е.М.Гольдин [7], 2 – эксперимент [1], 3 – Г.И.Бремер [8]

Кроме того, отличие результатов обусловлено тем, что скорость проскальзывания в значительной степени зависит от размера проходной щели (рисунок 2), а авторами [7,8] при выводе уравнений не учитывалось влияние величины межтарелочного зазора.

При проведении экспериментальных исследований было установлено, что наличие насадок различной конфигурации в роторе

позволяет значительно снизить скорость проскальзывания путем резкого увеличения площади соприкосновения протекающего потока с элементами насадок (рис. 3).

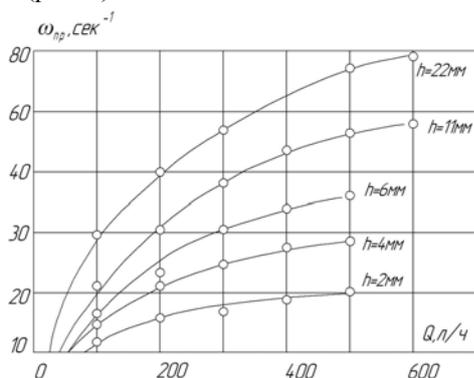


Рис. 2 – Зависимость угловой скорости проскальзывания жидкости от размера проходной щели и расхода

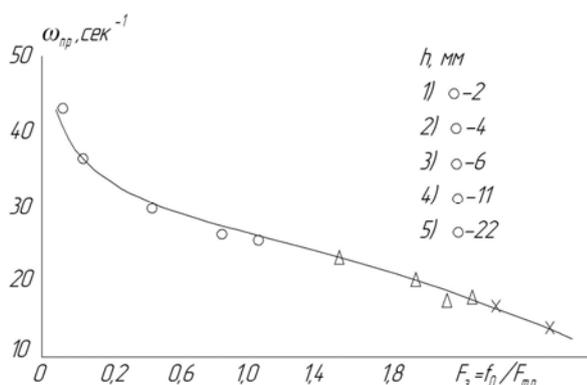


Рис. 3 – Зависимость проскальзывания радиального потока от величины эффективной поверхности и трения контактных элементов насадки: о - безнасадочный ротор, Δ - волнообразная насадка, х - иксообразная насадка

Для учета данного явления в расчетную зависимость был введен параметр, учитывающий увеличение площади соприкосновения потока в насадочной зоне ротора, в результате зависимость (3) примет следующий вид:

$$\omega_{ж} = \omega_0 - 10,7 \cdot \left(\frac{Q \cdot \omega_0 \cdot h}{\lambda \cdot R^4} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{f_P}{f_H} \right), \quad (4)$$

где f_P и f_H - площадь соприкосновения радиального потока с стенками ротора и насадки.

Следующим важным параметром, оказывающим влияние на скорость проскальзывания, является эффективный коэффициент сопротивления λ_0 , который можно определить исходя из величины гидродинамического напора, необходимого для преодоления сил сопротивления потоку (подпорного слоя жидкости перед отверстием истечения):

$$\Delta P_H = 0,5 \lambda_0 \cdot \rho_{ж} \cdot V_R = 0,5 \rho_{ж} (\omega_0 - \omega_{ж})^2 \cdot (R_H^2 - R_0^2), \quad (5)$$

откуда эффективный коэффициент сопротивления

$$\lambda_0 = (\omega_0 - \omega_{ж})^2 \cdot (R_H^2 - R_0^2)^3 \cdot \left(\frac{Q_{\Sigma}}{2 \cdot \pi \cdot R_H \cdot h_0} \right)^{-1}. \quad (6)$$

Если выражение $R_H^2 - R_0^2$ представить в виде $R_H^2 - R_0^2 \approx 2 \cdot R_H \cdot \Delta R$ [9, рис. 3], то зависимость для определения коэффициента сопротивления примет следующий окончательный вид:

$$\lambda_0 = 4 \cdot \pi \cdot (\omega_0 - \omega_{ж})^2 \cdot R_H^2 \cdot h_0 \cdot \Delta R \cdot Q_{\Sigma}^{-1}. \quad (7)$$

Из уравнения (5) видно, что определение величины слоя ΔR имеет большое значение при определении геометрических параметров насадок центробежных экстракторов. Для расчета данного параметра на основании экспериментальных данных [1] выведена следующая формула:

$$\Delta R = 0,172 \cdot R \cdot \lg \left[\frac{\left(\frac{\rho_T}{\rho_{\Pi}} \right)^2 \cdot Q_{\Sigma}^2}{2 \cdot 10^{-9} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot h} \right]. \quad (8)$$

Уравнение (8) позволяет определить величину подпорного слоя дисперсной фазы, например, для диспергатора или насадки в виде кольцевых секций со щелевыми отверстиями. Сравнение расчетных значений величины ΔR по выражению (8) со значениями, полученными по известной формуле для определения центробежного давления, показало незначительное расхождение в пределах 6%.

Таким образом, приведенные выше зависимости применимы при решении задачи определения скорости проскальзывания для выбора оптимальной конфигурации и размеров насадочных элементов центробежных экстракторов.

Литература

1. А. А. Салин, Н. С. Гришин, С. И. Поникаров, Вестник Казанского технологического университета, 17, 7, 228-232 (2014).
2. Н. Н. Липатов, Сепарирование в молочной промышленности. Пищевая пром-сть, Москва, 1971, 400 с.
3. Е. М. Гольдин, ОТГН, 7, 20-23 (1957).
4. Н. Н. Липатов, Пищевая пром-сть, 6, 10-18 (1965).
5. Ю. П. Золотин, Пищевая пром-сть, 7, 7-10 (1964).
6. В. Д. Сурков, Молочная пром-сть, 2, 33-36 (1950).
7. Е. М. Гольдин, Тр. ЛТИХП, 15, 132-137 (1958).
8. Г.И. Бремер, Жидкостные сепараторы. Машгиз, Москва, 1957, 243с.
9. А. А. Салин, Н. С. Гришин, С. И. Поникаров, Вестник Казанского технологического университета, 17, 4, 231-234 (2014).