

Введение На современном уровне развития химической, нефтехимической и медицинской промышленности к создаваемым аппаратам и технологическим схемам предъявляются повышенные требования. Эти требования вытекают из все возрастающих условий улучшения качества продукции. Перед специалистами состоит задача разработки химической аппаратуры с большим объемом продукции с единицы объема аппарата. Жидкостная экстракция является одним из основных производств разделения жидких смесей в химической технологии. В настоящее время имеется множество разнообразных типов экстракционных аппаратов [5], [6]. Всех их можно разделить на группы: 1. Смесительно-отстойные аппараты 2. Экстракционные колонны 3. Наклонные и горизонтальные противоточные экстракционные аппараты 4. Центробежные экстракторы. Центробежные экстракторы в свою очередь подразделяются на две группы: а) Центробежные экстракторы с вращающимся корпусом б) Центробежные экстракторы с неподвижным корпусом. Расчет потребляемой мощности центробежными экстракторами с вращающимся корпусом в литературе разработан. Наша задача составить методику расчета потребляемой мощности экстракторами с неподвижным корпусом. В настоящее время точных расчетных формул потребляемой мощности центробежными экстракторами с неподвижным корпусом нет. Потому эти расчеты проводятся по аналогии с центробежными насосами, центрифугами и мешалками. Потери мощности Потери мощности в центробежных экстракторах подразумевается: 1. Потери на трение в концевых уплотнениях 2. Потери на трение в подшипниках 3. Потери на дисковое трение В насосах средней и большой мощности дисковые потери являются основным видом механических потерь. Мощность трения наружной поверхности дисков о жидкость складывается из мощности трения боковых поверхностей и мощности трения цилиндрической части обода. При вращении диска в замкнутом пространстве жидкость, находящаяся между диском и стенкой корпуса вращается с угловой скоростью равной половине угловой скорости диска; при этом ведущий момент трения жидкости о диск уравнивается моментом торможения вследствие трения жидкости о стенки корпуса. На основное вращательное движение жидкости в замкнутой области, окружающий диск, накладывается вторичные течения, обусловленные явлениями в пограничном слое. Частицы жидкости, непосредственно соприкасающиеся с поверхностью диска, вращаются с окружной скоростью, равной скорости диска. Центробежные силы, действующие на них, не уравниваются давлениями в основном потоке, и эти частицы отбрасываются от центра к периферии диска. Вследствие неразрывности потока по стенкам корпуса устанавливается обратное течение к центру. Таким образом, на основное движение накладывается вторичный поток в форме двухкольцевых вихрей. Момент трения одной стороны диска о жидкость в закрытом кожухе определяется уравнением: (1), где C_f коэффициент трения, плотность среды, -

радиус диска, ω - угловая скорость. Коэффициент трения, являющийся функцией от Re , при ламинарном течении определяется выражением: (2) где S расстояние от диска до стенки кожуха. Для переходного режима : (3) Для турбулентного режима : (4) Исходя из уравнения (1), получим мощность дискового трения на обеих сторонах: (5) Момент трения вращающихся цилиндрических поверхностей о жидкость может быть представлен: (6) где τ - касательное напряжение у стенки; l и r - длина и радиус цилиндрической поверхности соответственно. Касательное напряжение для турбулентного движения: , (7) где v - средняя скорость в зазоре между вращающейся поверхностью и стенкой корпуса, равная половине окружной скорости. Из уравнений (6) и (7) имеем: (8) где λ - коэффициент сопротивления, зависящий от числа Рейнольдса. (9) (10) откуда мощность трения цилиндрической поверхности: (11) Рис. 1 - Схема моментов трения K

вопросу о расчете мощности в центробежных экстракторах можно подойти по другому. Схематизируем движение жидкости в пазухах, выдержав объем жидкости двумя цилиндрическими поверхностями. Условия равновесия выделяемого объема сводится к равенству моментов сил трения на вращающейся и неподвижных стенках. Момент трения связан с наличием относительных скоростей жидкости на обеих стенках. Допустим, что основная масса жидкости в пазухах движется с постоянной угловой скоростью . При этом допущении изменения скорости имеет место в очень узких слоях вблизи стенок. Для вязкой смачиваемой жидкости у твердых стенок скорости жидкости принимают значения, равные окружным скоростям стенок диска и корпуса, т.е. и . Напряжение трения на стенках можно выразить формулами для неподвижной стенки корпуса: (12) для неподвижной стенки диска: (13) где c_1 - коэффициент трения жидкости по стенке корпуса, c_2 - коэффициент трения жидкости по стенке диска; u - скорость жидкости. Значение элементарных моментов сил трения: По условиям равновесия получаем следующие равенства: $dM_1 = dM_2$ или $\tau_1 r_1 dl = \tau_2 r_2 dl$. Разделив на u^2 и преобразовав, получим: Таким образом, окружная скорость жидкости в пазухе зависит от c_1 и c_2

Рассмотрим три случая: 1. $c_1 = c_2$. Это означает, что шероховатость стенок одинакова. Тогда получаем следующее соотношения скоростей: ; . 2. . Это предельный случай, означающий, что стенка корпуса экстрактора значительно более гладкая, чем поверхность диска экстрактора. Для этого случая: ; . В этом случае вся жидкость в пазухе вращается со скоростью диска. 3. . Это случай, когда шероховатость стенки корпуса значительно больше, чем у диска. К этому же случаю приводит увеличение поверхности стенки корпуса. Выполнение пазухи такой конфигурации приводит к отношениям ; В выполненных конструкциях чаще всего обеспечивается соотношением . Выражение для напряжения трения и момента сил трения можно привести к следующему виду, приняв: и имеем (13)

Выведем выражение для коэффициентов трения , исходя из закономерностей течения в трубах для турбулентных режимов. Для потери давления на участке

длинной l имеет формулу: $\Delta p = \lambda \frac{\rho v^2}{2} \frac{l}{d}$, где λ - коэффициент сопротивления. Если выделить участок трубы длиной l и рассмотреть равновесие жидкости в выделенном объеме, учитывая, что жидкость движется без ускорения, получим: $\Delta p = \lambda \frac{\rho v^2}{2} \frac{l}{d}$, где Δp - перепад давления на участке трубы; τ - напряжение трения жидкости о стенку, следовательно, Используя формулу для турбулентного сопротивления в трубе, подставим значение λ : (14) Если сравнить формулу (12) и формулу для напряжения турбулентного трения в трубах и определить c_1 то получится $c_1 = 0.046$. Несмотря на то, что аналогия течения в пазухе насоса и в трубах довольно условно, подсчет коэффициента c_1 по последней формуле дает хорошие результаты. Используя выражение для c_1 получаем аналогичное значение для c_2 . Подставив значение c_1 и c_2 в формулу (13) получим: (15) Обозначим выражение через τ , тогда элементарный момент сил трения диска: Подсчитаем момент сил трения по всему диску, получаем: (16) Так как r_1