

В результате сравнительной геометрической интерпретации, следуя (2), пьезометрический напор (линия П-П) при вращающемся диске намного меньше такого же напора при неподвижных дисках. Поэтому при решении гидродинамических задач с подвижной поверхностью, пренебрежение вращением жидкости, что наглядно следует из геометрической интерпретации уравнения Бернулли, существенно сказывается на определении величины равнодействующей распределенной по поверхности диска нагрузки, а, следовательно, на точности решения рассматриваемых гидродинамических задач.

ЗАДАЧА ОПТИМАЛЬНОЙ ДЛИНЫ ДУММИСА

Калиниченко П. М., Великодний Е. И.

Одним из устройств осевой разгрузки ротора насоса является думмис. Это массивный цилиндр, определенной длины (70 – 100 мм и более), расположенный за последней ступенью насоса. Длина цилиндра, как правило, выбирается из конструктивных соображений.

Исследования показывают, что при дросселировании перепада давлений на барабане потеря энергии обусловлена трением поверхности цилиндра о жидкость при его вращении – механическими потерями и объемными потерями от течения жидкости из-за перепада давления. Обозначая мощность механических потерь через N_m , а мощность объемных потерь через N_q , потерю энергии на барабане представим в виде $N_{qm} = N_m + N_q$. Механические потери пропорциональны длине l барабана, то есть $N_m = Al$, а объемные – находятся в обратнопропорциональной зависимости от длины l , то есть $N_q = Bl^{-1/2}$. Таким образом, функция N_{qm} имеет экстремум. Откуда, длина барабана, из условия минимума потерь энергии,

имеет вид:

$$l = \frac{2h}{\lambda} \left[\frac{2}{\rho} \cdot \left(\frac{8Ah}{\lambda \rho a} \right)^{-2/3} - 1,5 \right]$$

Здесь $A = \text{const}$, $a = \text{const}$, h – радиальный зазор.

Прикидочные расчеты показывают, что для большинства насосов, из условия минимума потерь энергии, барабан вовсе не нужен, а вместо него достаточно установить диск, на котором, как на местном сопротивлении будет дросселироваться перепад давлений. В результате уменьшается осевой габарит, и снижаются суммарные потери энергии насоса.

ОСЕВОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА НАСОСА ИЗМЕНЕНИЕМ ГРАНИЧНОЙ СКОРОСТИ

Калиниченко П. М., Шетиль О. Н.

Уравновешивание и регулирование осевой силы, изменением граничной скорости, наиболее эффективно реализуется в системе, включающей торцовый дроссель. Применение регулируемого торцового дросселя в системе осевой разгрузки ротора насоса позволило уйти от громоздкого и ненадежного узла – гидропята. Торцовый дроссель располагается за последней ступенью насоса (рис.1). Подвижная поверхность дросселя выполнена заодно с основным диском рабочего колеса, неподвижная – связана с корпусом насоса. Для уменьшения торцового зазора δ на рабочем режиме применена, нашедшая широкое применение, податливая стенка. Жесткость регулирования обеспечивается местным сопротивлением на выходе, выполненным в виде ступеньки. Механизм автоматического регулирования – динамический, в гидропяте – статический. Так, при уходе ротора влево зазор увеличивается, увеличивается скорость потока в дросселе, а, следовательно, уменьшается давление по поверхности стенки дросселя. Таким образом, появляется уравновешивающая сила, направленная вправо, и наоборот.