

## РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗУМПФА НАСОСНОГО АГРЕГАТА ГИДРОТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

В роботі розглядається залежність геометричних розмірів зумпфа від параметрів гідротранспортування. Запропоновані формули для розрахунку зумпфа, який забезпечує найменшу аерацію гідросуміні та непроникнення повітря до насосу.

Надежность и эффективность гидротранспортирования определяется не только параметрами транспортируемого материала, но и режимом работы насоса. При возникновении кавитации в проточной части насоса резко снижается создаваемый в трубопроводе напор, что при перекачивании гидросмеси, ведет к прекращению течения в магистрали и образованию донного слоя. Кроме этого, эксплуатация насосов в кавитационном режиме приводит к более интенсивному износу рабочего колеса и улиты, сокращает ресурс насоса и повышает затраты на его техническое обслуживание.

Значительная часть центробежных насосов, эксплуатируемых на предприятиях горной и угольной промышленности, работают в кавитационных или предкавитационных режимах [1,2]. Основной причиной этого является понижение давления перекачиваемой жидкости на входе в насос. Наиболее часто эксплуатация насосов в кавитационном режиме осуществляется из-за больших потерь во всасывающей патрубке и ошибки при выборе геодезической высоты всасывания. Совместное действие этих факторов приводит к тому, что запас удельной энергии потока на входе в насос будет недостаточным для обеспечения безкавитационного обтекания лопаток.

Вероятность возникновения кавитации в межлопаточном пространстве зависит от степени аэрации гидросмеси и местного давления жидкости [2,3]. Оба эти фактора существенно зависят от геометрических размеров зумпфа насоса и их взаимного расположения.

В настоящей работе рассматривается выбор параметров зумпфа, предотвращающего кавитацию в проточной части насоса, перекачивающего гидросмесь

Сегодня к зумпфам гидротранспортных установок предъявляется ряд требований. Конструкция зумпфа должна обеспечивать аккумуляцию достаточного объема гидросмеси, минимальную ее аэрацию, предотвращение попадания воздуха в насос и налипания частиц твердого на стенки зумпфа [4-6].

Так, для предотвращения захвата насосом воздуха, минимальный уровень гидросмеси в зумпфе должен быть больше величины [4]

$$h_* = (3 + 4)D_o, \quad (1)$$

где  $D_o$  - диаметр всасывающего патрубка.

Для устранения аэрации максимальная площадь зеркала гидросмеси в зумпфе рассчитывается по формуле [5]

$$F = Q_m / u, \quad (2)$$

где  $Q_m$  - максимальная производительность гидротранспортного комплекса по гидросмеси;  $u=0,1 \dots 0,2$  м/с - рекомендуемая скорость движения пульпы в зумпфе.

Угол наклона дна зумпфа рекомендуется выбирать не менее  $30 \dots 45^\circ$  [4,8]. Объем зумпфа от верха всасывающего патрубка до низа сливного отверстия назначается из расчета

$$W_Q = k_W \Delta t Q_m, \quad (3)$$

где  $k_W$  - коэффициент, учитывающий колебания расхода гидросмеси;  $\Delta t=30 \dots 60$  секунд [4].

Зумпфы рекомендуется выполнять в форме перевернутого усеченного конуса или пирамиды [6].

По вышеприведенным рекомендациям можно рассчитать зумпф для насоса гидротранспортной установки, однако, он не будет обеспечивать безкавитационную работу насоса. Выполнение условий (1) - (3) предотвращает попадание воздуха в проточную часть насоса, однако не гарантирует в ней понижение давления до давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости.

Особенности работы насосов гидротранспортных установок требуют расположения входа в насос ниже уровня гидросмеси в зумпфе при запуске [4]. Поэтому большая часть насосов гидротранспортных установок работают с отрицательной высотой всасывания. В таких условий допустимая высота всасывания, при перекачивании гидросмеси, определяется по формуле [2,3]:

$$H_s = \left( \frac{P_a - P_n}{\rho g} - 10 \varphi \left( \frac{n\sqrt{\pi}}{C} \right)^{4/3} V_o^{2/3} D_o^{4/3} - \frac{\lambda L V_o^2}{2gD_o} \right) \frac{\rho}{\rho_o} - 10 \frac{P - P_o}{\rho_o}, \quad (4)$$

где  $P_a$ ,  $P_n$  - атмосферное давление и давление насыщенных паров;  $n$  - число оборотов рабочего колеса;  $L$  - длина всасывающего патрубка;  $\lambda$  - коэффициент гидравлических сопротивлений;  $\rho$ ,  $\rho_o$  - плотность гидросмеси и воды соответственно;  $g$  - ускорение свободного падения;  $V_o$  - скорость гидросмеси во всасывающем патрубке.

Для предотвращения кавитации уровень гидросмеси в зумпфе должен быть больше абсолютной величины, рассчитанной по формуле (4). Исследуем возможность работы насоса в кавитационном режиме, когда выполняется

условие (1). На рисунке 1 для различных значений  $D_0$  показана зависимость  $V_{c0}$  при которой в зависимости от концентрации гидросмеси в межлопастном пространстве начинается кавитация. Из рисунка видно, что во всем, характерном для гидротранспортирования, диапазоне концентраций и скоростей возможно кавитация, в том случае, когда уровень гидросмеси в зумпфе удовлетворяет условию (1). Следовательно, для гидротранспортных установок минимально возможный уровень гидросмеси в зумпфе необходимо рассчитывать с учетом допустимой высоты всасывания.

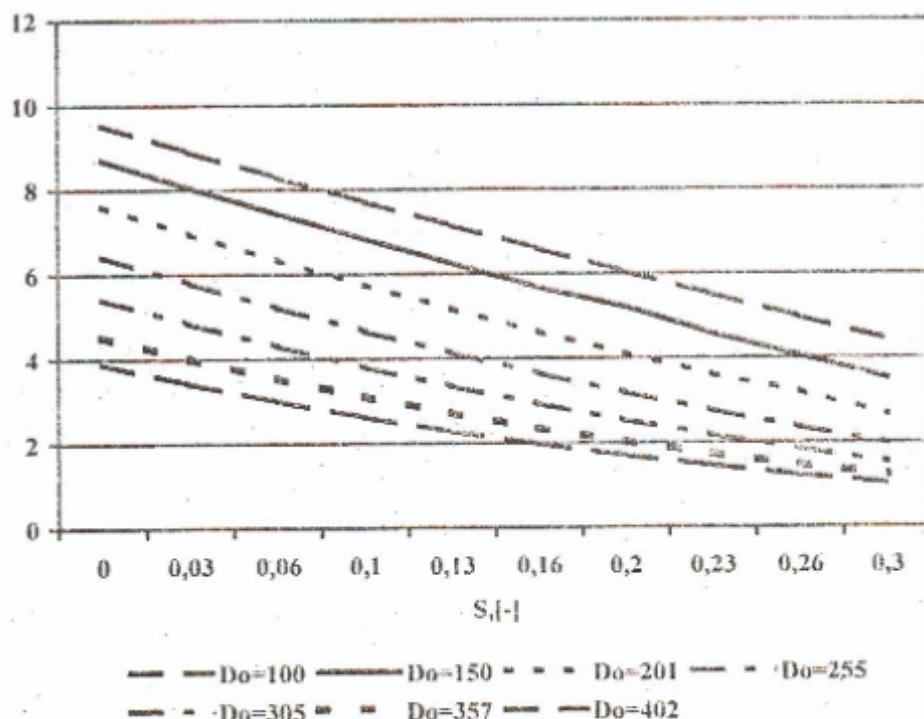


Рис. 1 – Скорость гидросмеси, при которой в проточной части возникает кавитация

Таким образом, зумпф насоса гидротранспортной установки выполняет две функции: аккумулярующую и защитную. Аккумулярующая функция определяет объем зумпфа. Защитная функция - площадь поперечного сечения и форму зумпфа, а так же минимальный уровень гидросмеси в нем. На основании этого условно разделим объем зумпфа на две части

$$W = W_0 + \Delta W,$$

где  $W_0$  – обеспечивает аккумуляцию необходимого объема гидросмеси и вычисляется согласно (3), а  $\Delta W$  – обеспечивает допустимый минимальный уровень гидросмеси, необходимую площадь сечения и концентрация твердого у всасывающего патрубка. При этом объем  $\Delta W$  из зумпфа насосом не удаляется, а сливается по специальному трубопроводу. Поэтому при

проектировании этот объем зумпфа необходимо по возможности минимизировать.

Верхнюю часть зумпфа, имеющую объем  $W_Q$ , выполняют в виде цилиндра или параллелепипеда с высотой:

$$h_Q = \frac{k_w \Delta t Q_m}{\xi D^2}, \quad (5)$$

где  $D$  - характерный размер поперечного сечения зумпфа;  $\xi$  - коэффициент формы сечения ( $\xi = 0.7854$  - круг,  $\xi = 1$  - квадрат). Величину  $D$  определяют из условия (2), которое с учетом выражения для расхода, имеет вид

$$\frac{D}{D_o} = \sqrt{\frac{q}{\xi u}}, \quad \text{где } q = 0.25\pi V_o. \quad (6)$$

Расчеты показывают, что соотношение  $D/D_o$  в зависимости от скорости гидросмеси во всасывающей трубке для различной формы поперечного сечения зумпфа изменяется в диапазоне 2...7.

Высоту конической части зумпфа определяют из выражения

$$\chi' = \frac{h'}{D_o} = \left( \sqrt{\frac{q}{\xi u}} - 1 \right) \operatorname{tg} \beta, \quad (7)$$

где  $\beta$  - угол наклона дна к горизонту.

Из рисунка 2 видно, что не всегда рассчитанная по формуле (7) высота удовлетворяет условию (1), а следовательно, не обеспечивает безкавитационной работы насоса. Поэтому, для предотвращения кавитации на воронку необходима цилиндрическая надстройка, высота которой рассчитывается по формуле:

$$\Delta h = H_s - h_s, \quad (8)$$

где  $h_s$  - уровень гидросмеси в зумпфе, рассчитываемый по формуле (1);  $H_s$  - допустимая высота всасывания, рассчитываемая по формуле (4), взятая по абсолютной величине.

Таким образом, на основании формул (1) - (8) данной работы возможно определение рациональных параметров зумпфа насоса гидротранспортной установки, обеспечивающего работу насоса без кавитации.

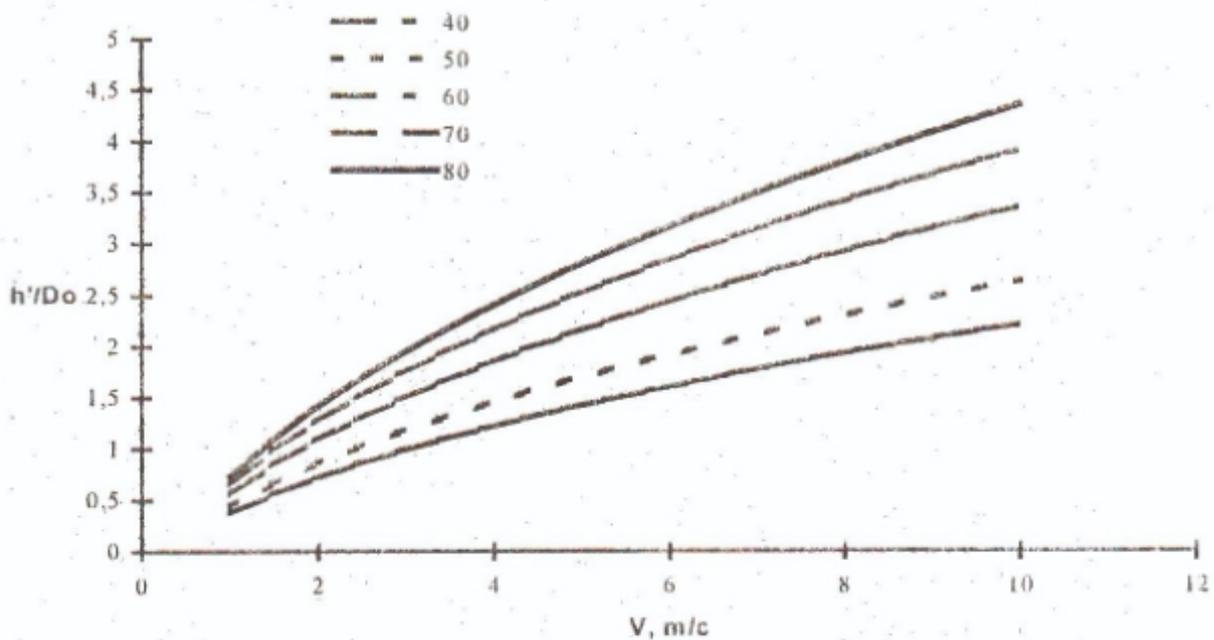


Рис. 2 – Изменение высоты конической части зумпфа

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шевчук С.П. Повышение надежности и экономичности функционирования мощных водооливных установок горных предприятий : Дис...докт. техн. наук : 05.15.16. – Киев, 1997. – 390 с.
2. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – М. – Л. : Машгиз, 1963. – 256 с.
3. Животовский А.С., Смойловская Л.А. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.
4. Покровская В.Н. Трубопроводный транспорт в горной промышленности. – М.: Недра, 1985. – 191 с.
5. Джаршешивили А.Г. Системы трубопроводного транспорта горно-обогатительных предприятий. – М.: Недра, 1986. – 384 с.
6. Нурук Г.А. Процессы и технологии гидромеханизации открытых горных работ. – М.: Недра, 1985. – 583 с.

УДК 621.833:534.14

В.В. Смирнов

### МОДЕЛЬ ВОЗБУЖДЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ В ПРИВОДЕ БАРАБАННОЙ МЕЛЬНИЦЫ ПРИ ДЕФЕКТНОМ ЗУБЧАТОМ ВЕНЦЕ

Виконано фізико-математичну ідеалізацію і запропоновано динамічну модель зубчатої передачі приводу барабанного млину. Наведено математичну модель вимушених коливань, які обумовлені дефектами виготовлення та монтажу зубчатого вінця.

Для измельчения полезных ископаемых на обогатительных фабриках применяют как основное технологическое оборудование барабанные мельницы различных типов [1]. Одно из направлений их совершенствования связано с