

## АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МОДЕЛЕЙ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

**Постановка проблемы:** В настоящее время в связи с неуклонно растущими ценами на энергоносители в промышленном производстве на первый план выходит задача рационального использования ресурсов и их экономии. Добиться данных целей можно путем усовершенствования существующих технологий; в том числе и усовершенствования технологий автоматизации различных агрегатов для поддержания оптимального режима работы.

Как показано в [1], одним из крупнейших потребителей электроэнергии на Украине являются предприятия горно-металлургического комплекса, а в их составе немалый процент потребляемой электроэнергии потребляется системами внутреннего транспортирования, в том числе и системами гидротранспорта шламов. Таким образом, задача снижения потребления энергии системами гидротранспорта является важной и актуальной задачей.

Для повышения производительности работы систем гидротранспортирования можно использовать несколько направлений, а именно:

- разработка новых более экономичных агрегатов;
- разработка систем управления существующими на предприятии агрегатами, позволяющих улучшить режим работы оборудования и снизить, таким образом, расходы энергии;
- совмещение первого и второго методов.

Каждое предприятие самостоятельно выбирает метод повышения производительности оборудования, но при условии наличия агрегатов, не полностью выработавших ресурс, оптимальным решением будет разработка систем управления агрегатами, позволяющих оптимизировать режим работы оборудования, и снизить таким образом расходы энергии.

**Цель статьи:** Из вышесказанного следует, что необходимо провести анализ моделей систем гидротранспортирования с целью разработки мероприятий по автоматизации рабочего процесса и экономии энергопотребления.

**Результаты исследования.** Основной характеристикой трубопроводной системы является зависимость Q-H (напор-подача), стабилизированная в оптимальной рабочей точке. Задачей автоматизации гидротранспортной трубопроводной системы будет вычисление оптимальной рабочей точки при известных условиях и поддержание работы системы в пределах допустимых отклонений от оптимума. При этом разрабатываемая система управления должна выполнять как минимум следующие задачи:

- поддержание работы системы на оптимальной точке Q-H;
- поддержание работы в экономичном режиме;
- предупреждение о возможных аварийных и внештатных ситуациях;

- отключение в экстремальных случаях.

Измеряя в реальном времени такие параметры как потребляемую мгновенную мощность, плотность пульпы, давление в трубопроводах и положение заслонки, и при этом, зная конструкционные параметры системы гидротранспортирования (пространственная конфигурация, диаметр трубопровода на всем протяжении, форма сечения труб и т.д.), можно с уверенностью определять такие важнейшие для данной системы параметры, как минимально и максимально разрешенные скорости протекания пульпы, число оборотов двигателя и рабочего колеса насоса, напор и подача в каждый момент времени, а также многие другие немаловажные параметры.

Следовательно, для создания системы управления необходимо разработать контролирующий комплекс, управляющий в автоматизированном режиме гидротранспортной сетью или ее частью в режиме реального времени. При этом регулирование режимов работы трубопроводного гидротранспорта в рабочем состоянии возможно на основе:

- дроссельного регулирования при постоянной частоте вращения вала;
- регулирования сменой частоты вращения вала;
- комбинированного дроссельно-частотного регулирования;
- регулирования перепуском жидкости.

Также возможно регулирование режима работы путем изменения конструктивных элементов насоса или трубопровода, но этот метод неприменим для быстрого и безостановочного регулирования работой комплекса.

Для решения задач управления с применением современных методов необходимо знать динамические характеристики управляемой системы. Для этого целесообразно использовать формализацию технологических процессов трубопроводного транспорта. Наличие математической модели трубопроводного транспорта позволяет выбрать параметры и структуру управления, определить критерии оптимальности и ограничения, выяснить точность и правильно выбрать техническое средство управления и т.д. [2]

При исследованиях элементов трубопроводного транспорта важно достоверно описать поведение объекта в конкретных технологических ситуациях. При этом необходимо учитывать, что гидротранспортная система является сложным объектом из-за разнохарактерности происходящих в ней технологических процессов, в частности гидродинамических, тепловых и массообменных. Математическое моделирование динамики трубопроводных систем должно позволять проводить: расчеты эксплуатационных режимов, в том числе и неустановившихся, при нормальном режиме работы; осуществлять анализ возможных аварийных и предаварийных ситуаций, связанных с отклонением от нормальных режимов эксплуатации. Для оценки поведения системы в подобных режимах необходимо заранее рассчитать все варианты ее состояний, что может существенно ускорить определение причин их возникновения и предвидеть возможные последствия для агрегата и системы в целом

В проведенных ранее исследованиях разработаны методики [5-12] и программы анализа динамики отдельных элементов трубопроводных систем, однако, учитывая то, что все процессы трубопроводного транспорта взаимосвязаны, возникает задача их рассмотрения в целом и разработки методик управления технологическим процессом гидротранспортирования на основе современных представлений о сложных трубопроводных системах.

Такая необходимость возникает по причине несовпадения рабочей точки гидротранспортной системы с рабочими точками остального обогатительного оборудования. В такой ситуации противоречия обычно обусловлены, с одной стороны, требованиями обогатительного процесса, потребляющего определенное количество шлама, а с другой – способностью гидротранспортной системы функционировать со строго определенными характеристиками. Вдобавок к этому насос также является ограничивающим фактором, функционирующим в пределах своих рабочих характеристик.

В этом случае управление работой насоса должно обеспечить с одной стороны соблюдение всех требований к технологическому процессу транспорта шлама, а с другой – стремиться к максимальной экономии, как за счет сокращения ремонтов, так и за счет максимально возможного КПД. При этом необходимо учитывать требования к стабильности работы всей системы, т.е. обеспечения работы гидротранспортной системы в аварийнобезопасных и оптимальных режимах.

Следовательно, требуется производить регулирование работы системы гидротранспорта так, чтобы работа всей системы лежала в допустимых пределах для определенного технологического процесса и данного оборудования. Для этого необходимо принять ряд ограничений, накладываемый на процесс регулирования гидротранспорта, внешними и внутренними факторами.

К ограничениям такого рода относятся:

1. Ограничения, накладываемые магистралью (трубопроводом);
2. Ограничения, накладываемые насосом;
3. Ограничения, накладываемые электродвигателем насоса;
4. Ограничения, накладываемые требованиями технологии;
5. Ограничения экономического характера [3].

В настоящее время основой для всех моделей гидротранспортных систем является модель, в которой основными величинами, характеризующими работу насоса являются подача  $Q$  [ $\text{м}^3/\text{с}$ ], массовая подача  $M$  [ $\text{кг}/\text{с}$ ], напор  $H$  [ $\text{м}$ ] ст. жидкости, давление  $p$  [ $\text{Па}$ ], мощность  $N$  [ $\text{кВт}$ ] и КПД –  $\eta$ .

Подача насоса – количество жидкости, перемещаемой машиной в единицу времени. Если подачу измерять в единицах объема, то она называется объемной и обозначается  $Q$ . Массовая подача  $M=Q\rho$

Согласно ГОСТ 17398-72 давление (напор) насоса определяется зависимостью, которая является разностью потенциальных энергий жидкости в сечении на выходе и на входе в него [4].

Таким образом, полный напор, создаваемый насосом определяется как

$$H = \frac{P_K - P_H}{\rho g} + \frac{c_K^2 - c_H^2}{2g} + (z_K - z_H), \quad (1)$$

где  $P_K$  – давление на выходе из насоса;  $P_H$  – давление на входе в насос;  $c_K, c_H$  – средняя скорость потока на выходе и входе из насоса;  $z_K, z_H$  – высота расположения центров входного и выходного сечений насоса.

При этом уравнение (1) не учитывает потери энергии, происходящие на различных участках работы гидротранспортной сети. Так, баланс энергий центробежных насосов рассматривается как Работа общая = потери механические + потери объемные + потери гидравлические + полезная работа. В данном случае потери объемные – это потери энергии на перетекание жидкости внутри насоса и протекание из насоса; потери механические – трение на подшипниках, уплотнениях, на колесе о жидкость и т.п.; потери гидравлические – потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса и трубопровода.

Более совершенной формулой, определяющей зависимость теоретического напора насоса от конструкции его рабочего колеса, является уравнение Эйлера

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 c_K \cos \alpha_2 - u_1 c_H \cos \alpha_1), \quad (2)$$

где  $u$  – переносная скорость потока;  $c_K, c_H$  – абсолютная скорость потока на выходе и входе;  $\alpha_1, \alpha_2$  – углы наклона между направлениями переносной и абсолютной скоростей потока. Для определения практического напора насоса необходимо вводить поправки, учитывающие разного рода потери напора в насосе и трубопроводе.

Так, одними из основных причин потерь теоретического напора являются конечное число лопастей насоса и потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса. Уравнение, учитывающее данные потери, следующее:

$$H_T = \frac{1}{g} (u_2 c_K \eta_\Gamma k \cos \alpha_2) = \frac{1}{g} \left( 1 + 2 \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (r_1 / r_2)^2} \right)^{-1} u_2 c_K \eta_\Gamma \cos \alpha_2, \quad (3)$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий падение напора из-за конечного числа лопастей, который может быть вычислен по формуле Проскуры, в которой  $\psi$  – коэффициент, учитывающий выпрямляющий аппарат, а  $z$  – число лопастей.

Однако, в реальных условиях производственного гидротранспортирования шламов рекомендуется использовать ряд математических моделей, предложенных для конкретных условий гидротранспорта. Так, в этих моделях, как и в реальных трубопроводных системах одним из важнейших параметров является определение критических скоростей движения жидкости в трубопроводе. Подобные модели достаточно широко исследованы и рассмотрены в литературе [5-11].

Так, в методике расчета гидротранспортных установок для транспорта и намыва хвостов железорудных ГОКов [5], для определения критической скорости течения пульпы при плотности пульпы до 1250 кг/м<sup>3</sup> рекомендуется использовать формулу

$$V_{кр} = 15\sqrt[3]{D} \cdot \sqrt[4]{w} \cdot \left( \frac{\rho}{\rho_0} - 0,4 \right) \cdot \Delta_0^{0,1}; \quad \rho = \frac{1}{\frac{1-C}{\rho_0} - \frac{C}{\rho_T}}, \quad (4)$$

а, при плотностях, больших чем 1250 кг/м<sup>3</sup>, рекомендуется использовать формулу

$$V_{кр} = 12,75\sqrt[4]{w} \cdot \Delta_0^{0,1} \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{C} \cdot \frac{1250 - \rho_0}{\rho_T - \rho_0} \cdot \frac{\rho_T}{1250}}, \quad (5)$$

где  $V_{кр}$  – критическая скорость гидротранспортирования;  $C$  – массовая концентрация;  $\rho_T$  – плотность транспортируемого материала;  $w$  – гидравлическая крупность;  $D$  – диаметр трубопровода;  $\rho_0$  – плотность воды.

А.Е. Смолдырев в своей работе [6] предлагает ряд зависимостей критической скорости от крупности, плотности и состава пульпы. Так, для гидросмесей, которые содержат частицы крупностью от 0,16 до 2 мм, им была предложена зависимость

$$V_{кр} = 3,1 \cdot \sqrt{wD} \sqrt{\frac{gSAr}{(1+SAr)d_{cp}}}; \quad i = i_0(1+SAr) + 0,3 \cdot SAr \left( \frac{w}{V} \right)^2 \frac{D}{d_{cp}}, \quad (6)$$

где  $S$  – объемная концентрация частиц;  $Ar$  – параметр Архимеда;  $d_{cp}$  – средне-взвешенный диаметр частиц мелкой фракции;  $w$  – скорость стесненного падения частиц;  $i$  – гидравлический уклон при течении пульпы;  $g$  – ускорение свободного падения;  $V$  – средняя скорость гидросмеси.

Г.П. Дмитриев в своих работах предложил методики [7,8], в которых предусмотрено разделение гидросмеси на классы по крупности твердых частиц смеси. Для каждого класса крупности им была предложена своя формула определения критической скорости пульпового потока.

Научно-исследовательскими институтами ВНИИжелезобетон и Проект-гидромеханиция, а также институтом «Механобр» были предложены свои методики расчета критических скоростей в гидротранспортных системах, а также выведены оригинальные зависимости скоростей транспортирования от параметров транспортируемой пульпы [9,10].

К сожалению, все рассмотренные выше методики и зависимости относятся к расчету установившегося течения пульпы. Однако, в работе И.А. Чарного [12] существуют расчетные зависимости для неустановившегося движения жидкости по трубам; уравнения неустановившегося движения вязкой слабосжимаемой жидкости по трубам при учете влияния нестационарности на силу

трения; расчеты неустановившегося течения в условиях колебания давления и другие важные закономерности. При этом в данной работе рассмотрены случаи зависимостей для однофазной жидкости, что в случае шламового гидротранспорта малоприменимо.

**Выводы:** В результате анализа основополагающих моделей современных гидротранспортных систем, можно сделать вывод, что рассмотренные выше модели функционирования трубопроводных систем не учитывают таких важных при гидротранспортировании пульпы параметров, как динамического изменения плотности рудной пульпы, наличия неустановившегося течения в трубопроводе и связи между работой приводного двигателя насоса и движением пульпы по трубопроводу. В связи с этим представляется перспективным создание математической модели трубопроводного гидротранспорта, учитывающей ранее не рассмотренные аспекты гидротранспортирования шламов, такие как создание модели, учитывающей неустановившееся движение пульпы и зависимость энергоинформационных сигналов гидротранспортной системы от ее общего состояния.

### Список литературы

1. Приходченко С.Д. Зависимость спектра потребляемой мощности электродвигателя от физических параметров механизма. //Геотехническая механика. Межвед. сб. науч. работ. Институт геотехнической механики им. М.С. Полякова. – Д.: 2006. – Вып. 64. – С. 123-129.
  2. Грачев В.В., Щербаков С.Г., Яковлев Е.И. Динамика трубопроводных систем. – М.: Наука, 1987. – 438 с.
  3. Звягильский Е.Л., Блюсс Б.А., Назимко Е.И. Семенов Е.В. Совершенствование режимов работы гидротранспортных установок технологий углеобогащения. – Севастополь: «Вебер», 2002. – 247 с.
  4. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: підручник. – К.: фірма "Інкос", центр навчальної літератури, 2006. – 616 с.
  5. Методика расчета гидротранспортных установок для транспорта и намыва хвостов железорудных ГОКов. – К.: НИИСП Госстроя УССР, 1970. – 64 с.
  6. Смолдырев А.Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии. М.: Металлургия, 1985. – 383 с.
  7. Дмитриев Г.П., Махарадзе Л.И., Гочиташвили Т.Ш. Напорные гидротранспортные системы. М.: Недра, 1991. – 304 с.
  8. Дмитриев Г.П., Смолдырев А.Е. Гидротранспорт руд и концентратов. – М.: Цветметинформация, 1966. – 156 с.
  9. Пособие по проектированию гидравлического транспорта (к СНиП 2.05.07-85). – М.: Стройиздат, 1988. – 40 с.
  10. Руководство по проектированию систем гидротранспорта продуктов обогащения цветной металлургии. – Л.: Механобр, 1983. – 150 с.
  11. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий. // Баранов Ю.Д., Блюсс Б.А., Семенов В.Д. и др. – Д.: «Новая идеология», 2006. – 416 с.
  12. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. Изд. 2, перераб. и доп. М.: Недра, 1975. – 296 с.
- УДК 629.423.32 : 621.3.072.2