

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ НАСОСОМ ГИДРОТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОМОЩИ БАЙПАССИРОВАНИЯ

Запропонована математична модель керування насосом за допомогою байпасу. Проаналізована можливість зміни параметрів насоса при обладнанні байпасів різного діаметру задвижкою.

В процессе работы гидротранспортных установок горно-обогатительных предприятий их режимы не сохраняются постоянными, а непрерывно изменяются по причине колебания размеров транспортируемых частиц, концентрации гидросмеси, понижения уровня гидросмеси в зумпфе и других факторов [1,2]. При этом регулирование насосом практически не осуществляется [3,4].

Так, например, при работе в зимнее время существует необходимость в работе гидротранспортного комплекса на чистой воде для предотвращения обмерзания внутренней поверхности трубопровода. При этом установка работает на высоких, по сравнению с работой на гидросмеси, расходах, что приводит к не оправданно завышенным энергозатратам [3,4]. В такой ситуации целесообразно при работе на воде уменьшать расход установки при помощи регулирующего устройства, а при переходе на гидросмесь его увеличивать, путем отключения регулирующего устройства.

Таким образом, эффективность работы гидротранспортной системы в целом и в значительной мере определяется принятым способом регулирования. На гидротранспортных установках горно-обогатительных предприятий наибольшее распространение получили центробежные насосы (песковые, грунтовые и углесосы). Регулирование подачи насосов этого типа возможно такими способами [2,3-6]: дросселированием потока в напорном трубопроводе, отводом части расхода из нагнетания во всас насоса (байпасирование), изменением частоты вращения рабочего колеса, подачей ограниченного количества воздуха во всас, уменьшением диаметра рабочего колеса.

Дросселирование осуществляется при помощи задвижки, установленной на нагнетательном трубопроводе. При этом уменьшение проходного сечения задвижкой вызывает рост местного сопротивления во внешней сети, увеличение крутизны ее напорной характеристики и уменьшение подачи насоса. Использование этого способа регулирования в гидротранспортных установках малоэффективно [2,5]. При малых степенях перекрытия потока на задвижке потери напора малы, по сравнению с потерями на трение в магистрали. При глубоком перекрытии потока существует опасность засорения оставшегося проходного сечения в задвижке транспортируемым материалом.

Байпасирование заключается в соединении нагнетающего и всасывающего трубопроводов насоса при помощи трубопровода меньшего диаметра (байпаса), на котором располагают задвижку для регулирования его

гидравлического сопротивления. Подключение байпаса с установленной на нем задвижкой приводит к уменьшению крутизны суммарной характеристики внешней сети и росту подачи насоса [2].

Изменение частоты вращения рабочего колеса возможно двумя способами: путем управления частотой вращения ротора электродвигателя, или же непосредственно вала насоса. В первом случае управление осуществляется шунтированием статора электродвигателя или при помощи тиристорных преобразователей. Во втором - при помощи редуктора, устанавливаемого между электродвигателем и насосом. Изменение частоты вращения рабочего колеса изменяет характеристику насоса, при этом расходно-напорная характеристика трубопровода остается неизменной. Этот способ регулирования наиболее экономичен, но требует наличия специального регулируемого привода для насосного агрегата [5,6].

Впуск воздуха во всас грунтового насоса уменьшает его производительность до 70 % и значительно снижает КПД [6].

Для гидротранспортных установок наиболее приемлемо регулирование путем байпасирования и изменением частоты вращения насоса. Однако ни один из способов не получил широкого распространения на практике из-за отсутствия научно обоснованных методов расчета и выбора параметров и режимов работы устройства регулирования.

В работе предлагается математическая модель гидротранспортной установки с устройством регулирования в виде байпаса.

При выбранном методе регулирования параметры байпаса определяются не только характеристикой насоса, диаметром трубопровода, но и дальностью транспортирования, величиной гидравлических уклонов, а также перепадом геодезических высот трассы.

Преимуществом байпаса является то, что он подключается в сеть параллельно насосу, поэтому его влияние в любой момент может быть нейтрализовано путем закрытия задвижки. Байпас оказывает двойное воздействие на гидротранспортную установку. С одной стороны, он уменьшает расход гидросмеси в трубопроводе. С другой, увеличивает давление во всасе насоса.

При байпасировании насос обеспечивает движение гидросмеси по магистральному трубопроводу и по байпасу. Таким образом, режим работы установки определяется из решения следующей системы:

$$\left. \begin{aligned} z_m Q_o^2 + z_n Q^2 + \Delta H + H_b - H(Q) &= 0 \\ z_b Q_b^2 + z_n Q^2 + \Delta H_b - H(Q) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где $H(Q)$ – расходно-напорная характеристика насоса; z_m – гидравлическое сопротивление трубопровода; z_n – гидравлическое сопротивление участков трубопровода между насосом и байпасом; z_b – гидравлическое сопротивление байпаса; Q – расход через насос; Q_b – расход через байпас; ΔH – разность

геодезических высот начала и конца трубопровода; ΔH_b – разность геодезических высот начала и конца байпаса; H_b – повышение давления после байпаса, в результате смещения двух струй.

Гидравлические сопротивления байпаса и магистрали определяются диаметрами байпаса (d) и трубопровода (D), а также количеством и видом запорной арматуры, установленной на них. В процессе эксплуатации изменение гидравлического сопротивления байпаса производится изменением степени перекрытия задвижки (φ), отсоединяющей байпас от напорного трубопровода.

Для определения повышения давления потока перед насосом при работе байпаса рассмотрим два сечения трубопровода до соединения подводящего патрубка с байпасом и после. На основании интегральной теоремы Эйлера, для рассматриваемого объема, проекция уравнения количества движения на ось трубопровода будет

$$\frac{\rho Q^2}{F} - \frac{\rho Q_o^2}{F} + (P - P_o)F = 0, \quad (2)$$

где ρ – плотность гидросмеси; F – площадь сечения трубопровода; g – ускорение свободного падения; P_o , P – соответственно давление во всасывающем патрубке и перед насосом; Q , Q_o – соответственно расход через насос и во всасывающем патрубке.

На основании уравнения сохранения массы

$$Q_o = Q - Q_b, \quad (3)$$

уравнение (2) примет вид

$$H_b = \frac{P_o - P}{g\rho} = \frac{Q^2 - (Q - Q_b)^2}{gF^2}, \quad (4)$$

Таким образом, с учетом (3) и (4) система (1) будет записана

$$\left. \begin{aligned} z_m(Q - Q_b)^2 + z_n Q^2 + \Delta H + \frac{Q^2 - (Q - Q_b)^2}{g\rho} - H(Q) &= 0 \\ z_b Q_b^2 + z_n Q^2 + \Delta H_b - H(Q) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

Решение системы (5) осуществляется численно методом бисекции отрезка по следующему алгоритму. Для каждой расчетной точки вычисляется значение первого выражения системы (5). При этом расход через байпас рассчитывается по второму уравнению итерационным методом по формуле

$$Q_b = \sqrt{\frac{H(Q) - \Delta H_b - z_n Q^2}{z_b}}$$

Начальное приближение выбирается равным половине расхода через насос. Максимальный расход, при котором еще возможно управление байпасом с выбранным диаметром, определяется по формуле

$$Q_{\max} \leq \sqrt{\frac{H(Q) - \Delta H_b}{z_n + z_b}} \quad (6)$$

Верхней границей промежутка, на котором ищется решение, принималась равной (6), но не больше границы рабочей области характеристики насоса. Нижняя граница изменения расхода определялась критической скоростью гидротранспортирования или меньшей границей рабочей области насоса. Использование выбранного метода позволяет предотвратить, в отличие от итерационных методов решения систем уравнений, выход за пределы физически реальных значений расходов.

В таблице 1 приведены результаты расчета по модели (5) для углесоса У-12-10. Диапазоны изменения величины выражены в процентах от соответствующих параметров при работе насоса без байпаса. В таблице указаны значения при максимально возможной и минимальной, для данного диаметра байпаса, степени открытия задвижки.

Таблица 1 – Изменение параметров установки при байпассировании

$d/D, [-]$	$\varphi, [-]$	$Q/Q_0, \%$	$Q_m/Q_0, \%$	$Q_b/Q_0, \%$	$H/H_0, \%$	$\eta/\eta_0, \%$
0,01	0,0...0,1	100,0...100,1	99...100	0,06...0,02	99,9...100	99...100,0
0,07	0,0...0,1	103...100	99...99,8	4,0...1,0	99,0...99,7	99,5...99,9
0,123	0,0...0,1	110...102	96...99	14...3	96,5...99,2	97...99
0,18	0,5...0,1	117...105	93...98	23...7	94,1...98,2	94...98
0,236	0,2...0,1	113...109	95...96	17...12	95,8...97,0	96...97
0,293	0,1	114,3	94,9	19,4	95,238	96,04

Из таблицы 1 видно, что при байпассировании во всех случаях расход и напор в магистрали уменьшается, а расход через насос при этом увеличивается. С увеличением диаметра байпас расход через байпас возрастает, КПД насоса уменьшается. Одновременно, сужается рабочий диапазон открытия задвижки.

Проведенные расчеты показывают, что регулирование насосом при помощи задвижки, установленной на байпасе ограничено. Так максимальное изменение расхода в трубопроводе не превосходит 6 %, а максимальное изменение напора – 4 %.

Изменение параметров байпаса и характеристик насоса при изменении дальности гидротранспортирования приведены в таблице 2.

Таблица 2-- Изменение параметров установки в зависимости от длины магистральной

$L, \text{ км}$	$d/D,$ -	$Q/Q_0,$ %	$Q_m/Q_0,$ %	$Q_b/Q_0,$ %	$H/H_0,$ %	$\eta/\eta_0,$ %	$\varepsilon/\varepsilon_0,$ %
9	0,01...0,18	87...112	87...81	0,06...30	103...96	99...97	0,06...29
45	0,01...0,24	73...161	73...68	103...93	100...94	83...114	0,1...87
90	0,01...0,29	98...356	98...87	198...268	100...473	99...248	0,2...239
145	0,01...0,29	99...442	99...89	0,26...352	99...90	99...210	0,26...319

С увеличением дальности гидротранспортирования (см.табл.2) возможный диаметр байпаса увеличивается, степень изменения расхода и напора в трубопроводе - уменьшается, максимальные затраты энергии необходимые для регулирования - возрастают. Затраты энергии для регулирования определяются как разность между мощностью развиваемой насосом, при байпасировании, и мощностью, вычисленной по расходу и напору в трубопроводе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джварненишвили А.Г. Системы трубного транспорта горно-обогатительных предприятий. - М.: Недра, 1986. - 384 с.
2. Дмитриев Г.П., Махарадзе Л.И., Гочиташвили Т.Ш. Напорные гидротранспортные системы. - М.: Недра, 1991. - 340 с.
3. Смолдырёв А.Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии. - М.: Металлургия, 1985-383с.
4. Покровская В.Н. Трубопроводный транспорт в горной промышленности. - М.: Недра, 1985. - 191 с.
5. Картавый Н.Г. Стационарные машины. - М.: Недра, 1981. - 327с.
6. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. - М.: Энергия, 1977. - 424 с.

УДК 330.4:504.062

М.В. Мажаров

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА ИНТЕГРАЛЬНОГО ПОКАЗАТЕЛЯ СОЦИАЛЬНОГО РАЗВИТИЯ В ГОРНОДОБЫВАЮЩИХ РЕГИОНАХ

Запропонована система обчислення індекса соціального розвитку в регіонах з розвинутою гірничодобувною промисловістю з використанням середньгеометричних взважених оцінок і процедурою послідовного інтегрування показників. Ця система дозволяє об'єктивно оцінювати рівень соціально-економічного розвитку і в подальшому здійснювати ефективне управління ним при проектуванні і здійсненні промислової політики в регіонах.

При проектировании и реорганизации хозяйственной деятельности на территории каждый раз возникает вопрос о объективной оценке экономической, социальной и экологической целесообразности этой деятельности и о возможности целенаправленного управления развитием ситуации. Большинство производств, в первую очередь горнодобывающего комплекса, наряду с известными экономическими выгодами, создают целый ряд разнообразных социальных, экономических и экологических проблем. Такая оценка особенно актуальна для современного этапа развития Украины.