

Рис. 2 - Зависимость удельной производительности фильтра и влажности кека от содержания твердого в питании фильтров

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Клешнин А.А., Кейтельгиссер И.Н., Рабинович Ю.М. Наладка, регулировка и эксплуатация фильтровальных
2. Майдуков Г.Л. Технология фильтрования продуктов обогащения углей. - М.: Недра. 1975. - 142с.
3. Бейлин М.И. Теоретические основы процессов обезвоживания углей. - М.: Недра. 1969. - 240 с.

УДК 622.648:621.67:532.528

В.Г. Перепелица, В.В. Саенко

### ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ КАВИТАЦИИ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ ТРУБОПРОВОДНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Подані результати експериментального дослідження двох методів байпасування відцентрового насоса на прикладі НШ-250-40. Досліджено характер зміни тиску потоку до насоса та сили струму електродвигуна. Доведено, що для попередження кавітації в насосах даного типу найбільш перспективним є використання байпас-ежектору.

Трубопроводный транспорт играет для Украины существенную роль. Кроме того, что этот вид транспорта широко используется на горных, обогатительных и металлургических предприятиях, он имеет большие перспективы для транспортировки различных жидкостей, а так же нефте- и газопродуктов. Первоначально трубопроводный транспорт в основном использовался для перемещения

жидких и сыпучих материалов на небольшие расстояния. Однако, в последнее время наметилась тенденция к увеличению дальности транспортирования. Проектируются трубопроводные комплексы для гидротранспортной доставки угольной мелочи с шахт на электростанции, строятся магистральные трубопроводы через всю страну для транзита энергоносителей. Это приводит к значительному удлинению трубопроводов и вынуждает использовать схемы гидротранспортирования, при которых последовательно включенные насосы располагаются на разных станциях [1-3]. В этом случае нагнетательный трубопровод одного насоса подсоединяется ко всосу последующего, в результате чего недоиспользованный на одном участке напор реализуется последующими насосами. Подобное подключение насосов характеризуется сложностью в управлении и требует четкого согласования параметров насосного оборудования. Это особенно существенно для распространенных в трубопроводных комплексах, центробежных насосов режим работы которых во многом определяется величиной давления на входе [4].

В зависимости от характеристики участка трубопровода между насосами, параметров перекачиваемой жидкости и многих других характеристик давление перед промежуточным насосом может быть как больше, так и меньше регламентированного. В первом случае насос будет работать с подпором и в некоторых случаях служить гидравлическим сопротивлением для других насосов. Во втором – будет работать в кавитационном режиме, что сопровождается повышенным износом его проточной части, динамическими явлениями в системе и снижением стабильности режима работы [2,5].

Таким образом, эксплуатация трубопроводных комплексов большой протяженности невозможна без использования средств регулирования центробежных насосов. Однако, не все из известных методов регулирования могут быть применены для условий магистральных гидротранспортных комплексов. Так, при перекачивании неоднородных жидкостей и жидкостей с низкой температурой кипения использование шиберной задвижки в нагнетательном патрубке насоса недопустимо, так как транспортируемые частицы зашламовывают и интенсивно истирают задвижку, а кавитация разрушает ее и дестабилизирует режим работы [2,3].

Наиболее оптимальным методом для этого случая считается регулирование центробежным насосом путем изменения частоты вращения, однако, реализация этого метода требует установки сложного и дорогостоящего оборудования, диапазон изменения характеристик насосов в этом случае сильно ограничен, и в результате регулирования не изменяется давление перед насосом [6,7].

Для регулирования величины давления перед насосом может использоваться байпасирование насоса [6]. Известно два вида байпасирования, которые отличаются характером взаимодействия потоков во всасывающем трубопроводе. При обычном байпасировании высоконапорная струя входит во всасывающий трубопровод перпендикулярно основному потоку в нем, а при использовании байпас-эжектора – параллельно и соосно с ним и направлена в сторону насоса [7].

Эффективность использования каждого из указанных методов определяется характером изменения давления и силы тока статора электродвигателя при включении байпаса. Однако, теоретически и экспериментально этот вопрос исследован мало. Про байпасирование центробежных насосов, как правило, упоминается кратко без описания методов расчета и динамики изменения параметров. Величина удельных энергозатрат, предложенная для характеристики эффективности эксплуатации насосных установок [8], в случае байпасирования насоса будет определяться по формуле:

$$\gamma = \frac{\rho g}{\eta} \left( 1 + \frac{(2 + C + K_3^2)(C + K_3^2)}{(1 + C + K_3^2)(1 + C)K_3^2} \right) \left( 1 + \frac{0.001\sqrt{3}LJ}{(1 + C + K_3^2)\eta U \cos \phi} \right) \left( 1 + \frac{Q_b}{Q - Q_b} \right), \quad (1)$$

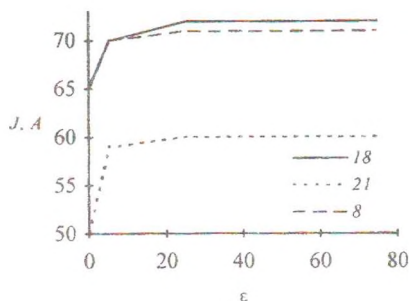
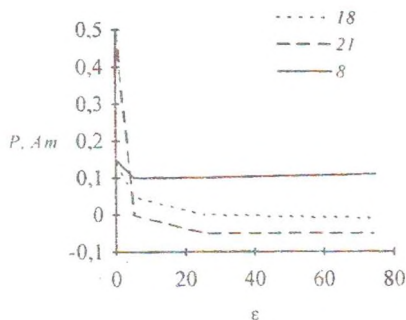
где  $K_3$  - коэффициент загрузки электродвигателя;  $\gamma$  - проводимость кабелей электросети;  $U$  - номинальное напряжение электродвигателя;  $J$  - экономическая плотность тока;  $C$  - константа двигателя;  $L$  - длина соединительных кабельных линий;  $Q_b$  - расход, циркулирующий через перепускное устройство;  $Q$  - подача насоса.

Различие между обычным режимом работы насоса и его эксплуатации с байпасом заключается в последнем сомножителе в формуле (1). Таким образом, кроме изменения силы тока, байпасирование оказывает влияние на эффективность эксплуатации и через соотношение циркулирующего и транспортного расходов перекачиваемой жидкости.

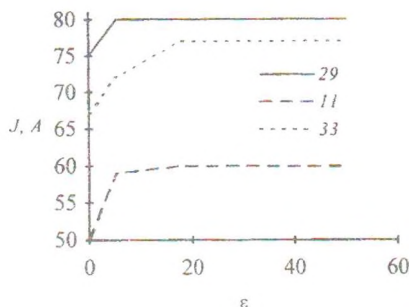
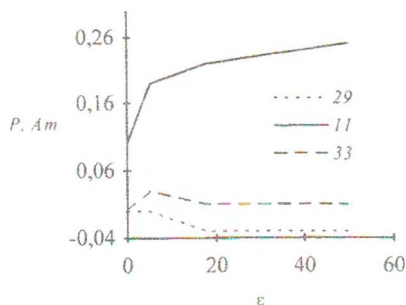
Динамика изменения давления перед насосом и силы тока статора его электродвигателя при разных видах байпасирования была экспериментально изучена для НШ-250-40. Исследования проводились на испытательном стенде Моспинского РМЗ, оснащенном трубопроводом  $Dy=150$  мм, и баками мерным объемом  $1 \text{ м}^3$  и накопительным -  $22,8 \text{ м}^3$ , а также специальными измерительными приборами. Нагнетательный и всасывающий трубопроводы стенда были соединены между собой при помощи перепускного устройства  $Dy=0.05$  м. Регулирование расхода через перепускное устройство осуществлялось при помощи задвижки, установленной на входе в него. Управление расходом в трубопроводах испытательного стенда производилось задвижкой, установленной на выходе из нагнетательного трубопровода. Уменьшение давления перед насосом в ходе эксперимента регулировалось задвижкой, отделяющей зумпф от всасывающего трубопровода. Степень перекрытия потока задвижками определялась по количеству витков их шкивов.

Результаты экспериментальных исследований обоих видов байпасирования для различной степени закрытия задвижки на всасывающем трубопроводе показаны на рис.1. В ходе экспериментов частота вращения электродвигателя и напряжения на его зажимах оставались равными  $1500 \text{ об/мин}$  и  $380 \text{ В}$ .





а – обычный байпас;



б – байпас-эжектор

Рис.1 – Изменение давления перед насосом и силы тока статора при байпасировании  $\epsilon_0=100\%$ , байпас  $Dy=0,05$  м:

Из приведенных рисунков видно, что при использовании обычного байпаса давление перед насосом уменьшается во всех случаях, в то время как для байпас-эжектора наблюдается как уменьшение, так и увеличение этого параметра. Уменьшение в этом случае имеет место при очень низких значениях давления до включения байпас-эжектора. При этом степень уменьшения давления при байпасировании с эжектированием во всасывающем трубопроводе значительно меньше, чем при использовании обычного байпаса.

При обычном байпасировании основное изменение давления происходит при включении байпаса практически скачкообразно. После открытия шибера задвижки более чем на 10% просвета ее сечения давление перед насосом практически не изменяется. В случае использования байпас-эжектора характер изменения более плавный, и установившееся значение достигается после перекрытия 20% просвета сечения задвижки.

Сила тока статора электродвигателя насоса во всех случаях при включении байпаса увеличивается. В обоих случаях байпасирования динамика изменения силы тока практически одинакова. Из рисунка видно, что в некоторых случаях при байпасировании сила тока превышала номинальное его значение на 10-40%. Сле-

довательно, на столько же увеличивалась мощность, потребляемая электродвигателем насоса, так как напряжение на зажимах двигателя не изменялось.

Экспериментальные исследования доказали возможность управлять давлением потока перед насосом путем его байпассирования. При этом обычное байпассирование, когда отсутствует эжектирование во всасывающем трубопроводе, позволяет понизить давление перед насосом, а использование байпас-эжектора - повысить его.

Для случая байпас-эжектора режим работы насоса при байпассировании, который обеспечивает предотвращение кавитации в проточной части, будет определяться из уравнения:

$$\begin{aligned} (H(Q) + \Delta H_b) \frac{\varepsilon^2}{1 - \varepsilon^2} + \frac{Q^2}{2gF^2} \frac{(2 + \lambda_1 \bar{l}_1 + \varepsilon^2 \lambda_2 \bar{l}_2)}{1 - \varepsilon^2} - gz_o(Q - Q_b)^2 - \rho g H_o \\ - \frac{(Q - Q_b)^2}{2gF^2(1 - \varepsilon^2)^2} - \frac{Q_b^2}{2gF^2} \frac{(2 - \lambda_b \bar{l}_b - \zeta_b)}{\varepsilon^2} - 10\rho g \left( \frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} - (P_a - P_k) = 0; \end{aligned} \quad (1)$$

$$z_1 = \frac{\lambda_1 \bar{l}_1}{2gF^2}; \quad z_2 = \frac{\lambda_2 \bar{l}_2}{2gF^2}; \quad \bar{l}_2 = \frac{l_2}{D} = 1 + \varepsilon; \quad \bar{l}_1 = \frac{l_1}{D} = 1 + \varepsilon;$$

$$\bar{l}_b = \frac{l_b}{D} = 1 + 3\varepsilon + \sqrt{34 + 50\varepsilon + 25\varepsilon^2}; \quad \varepsilon = \frac{D_b}{D}; \quad F = \frac{\pi D^2}{4},$$

где  $l_b$  – длина трубопровода байпас-эжектора;  $D$  – диаметр трубопровода подводящего патрубка;  $\varepsilon$  – относительный диаметр трубопровода байпас-эжектора;  $D_b$  – диаметр трубопровода байпас-эжектора;  $H(Q)$  – зависимость напора, создаваемого в трубопроводе, от расхода через насос;  $\Delta H_b$  – разность отметок начала и конца байпас-эжектора;  $l_2$  – расстояние от выхода из насоса до байпас-эжектора;  $\lambda_1$  – коэффициент гидравлического сопротивления на участке между выходом из трубопровода байпас-эжектора и насосом;  $\lambda_2$  – коэффициент гидравлического сопротивления на участке между входом в трубопровод байпас-эжектора и насосом;  $P_o$  – давление потока перед байпас-эжектором;  $l_1$  – длина участка трубопровода между выходом из трубопровода байпас-эжектора и насосом;  $P_a$  – атмосферное давление;  $H_o$  – высота всасывания насоса;  $C$  – константа Руднева;  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости;  $n$  – частота оборотов рабочего колеса насоса;  $g$  – ускорение свободного падения;  $z_o$  – гидравлическое сопротивление всасывающего трубопровода.

Уравнение (1) позволяет исследовать возможность предотвращения кавитации в центробежном насосе путем его байпассирования с эжектированием во всасывающем трубопроводе при различных параметрах трубопровода и перекачиваемой жидкости. При этом оценка расхода через байпас-эжектор может осуществляться по выражению:

$$Q_b = \sqrt{\frac{H(Q) - z_2 Q^2 + \Delta H_b}{z_b}}, \quad (2)$$

где  $z_b$  - гидравлическое сопротивление байпас-эжектора, определяемое с учетом гидравлического сопротивления установленной на его входе задвижки.

Оба вида байпасирования сопровождаются повышением мощности, потребляемой электродвигателем из сети, что требует для их реализации использование дополнительных систем охлаждения межвитковой и фазной изоляции, применение более мощного электродвигателя или ограничения времени работы двигателя в этом режиме.

Рассмотренные методы байпасирования, по всей вероятности, не перспективно использовать как постоянно работающие. Наиболее эффективно применять эти средства регулирования в кратковременном режиме для компенсации случайных колебаний давления на входе в насос.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джвариешвили 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. - 383 с.
4. Карелин В.Я., Новодережкин Р.А. Насосные станции гидротехнических систем. - М.: Энергия, 1980. - 288 с.
5. Совместная работа шахтных вентиляторов // А.А. Дзидзигури, В.Л. Муселишвили, А.А. Кутателадзе, Ш.И. Ониани. - Л.: Госгортехиздат, 1961. - 184 с.
6. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. - 256 с.
7. Семененко Е.В., Саенко В.В. Анализ возможности управления насосом гидротранспортной установки при помощи байпасирования // Междом. сб. науч. тр. «Геотехническая механика». - Днепропетровск. - 1999. - №12. - С. 108 - 112.
8. Шевчук С.П. Повышение эффективности водоотливных установок. - Киев: УМК ВО Минвуза УССР, 1990. - 102 с.

УДК 622.281

### С.С. Гребенкин, С.В. Подкопаев, В.И. Мордасов ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АНКЕРНОЙ КРЕПИ ПРИ ОТРАБОТКЕ ЦЕЛИКОВ АНТРАЦИТА

Установлено, что наибольший эффект применения анкерной крепи достигается в условиях, когда процесс расслоения пород кровли близок к практическому завершению. Такой подход обуславливает необходимость оценки эффективности применения анкерной крепи с учетом фактора времени.

Разработка угольных пластов в Украине характеризуется относительно низким уровнем технико-экономических показателей. В немалой степени это связано с отсутствием надежных и эффективных способов обеспечения устойчивости подготовительных выработок. Известно [1], что в условиях Донбасса трудозатраты на содержание выработок составляют 52,3 чел.-смену на 1000 т суточной добычи, а на ремонтных работах занято до 20 % рабочих подземной группы. Протяженность выработок, находящихся в аварийном состоянии, ежегодно увеличивается на 2,5-3,0 %. Опыт ремонта горных выработок, поддерживаемых податливой крепью, независимо от их назначения, расположения и горно-