

090822 с модулем упругости 5 МН/м^2 при нагрузке на ось до 40 кН присущ третий вид износа. При качении истираемость вычисляются по известной формуле [2]. Зависимость длительности работы футеровки при износе слоя резины толщиной 1 см от нагрузки на ось представлена на рис. 2 кривой 3. Приведенные данные свидетельствуют о том, что целесообразно применять резиновые бандажки при нагрузках $15\text{--}30 \text{ кН}$ на ось, при нагрузках до 20 кН необходимо восстанавливать изношенную часть слоя еще не выработавшей ресурс по циклическому нагружению футеровкой.

Полученные результаты указывают на целесообразность оборудования футерованными резиновыми колесами двухосных локомотивов со сцепным весом до 7 т . Использование футерованных резиной колес на электровозах с большим сцепным весом требует создания новой ходовой части, обеспечивающей удельные нагрузки на ось, не превышающие 30 кН .

ЛИТЕРАТУРА

1. Потураев В. И. Резиновые и резинометаллические детали машин. — М.: Машиностроение, 1966. — 300 с.
2. Фрикционный износ резины / Под ред. Г. М. Баргеньева // Сб. статей. — М.: Химия, 1964. — 272 с.



ГОРНАЯ МЕХАНИКА И ЭЛЕКТРОМЕХАНИКА

УДК 622.53:621.65.052.3

РЕКОНСТРУКЦИЯ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ШАХТНЫХ НАСОСОВ ТИПА ЦНС

Н. А. МАРКОВ, гл. механик об-ния (Объединение Донецкуголь)

В. И. МИЗЕРНЫЙ, И. В. ПОЛТАВЦЕВ, инженеры (ДПИ)

Ресурс нормальной эксплуатации насосов типа ЦНС в шахтах объединения Донецкуголь существенно меньше нормативного. Это объясняется работой многих насосов в кавитационном режиме по причине значительных геометрических высот всасывания и гидравлических сопротивлений подводящих (всасывающих) трубопроводов.

Всасывающая способность рабочих колес оценивается критическим кавитационным запасом Δh_k , который зависит от подачи Q насосов типа ЦНС и при частоте вращения 1460 и 2960 мин^{-1} равен $0,248Q^{0,5}$ и $0,576Q^{0,5}$. Кавитационные характеристики насосов этого типа представлены на рис. 1 (график 1). Высо-

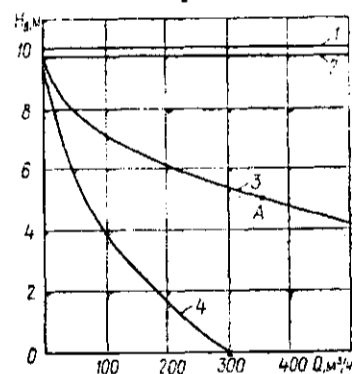


Рис. 1. Кавитационные характеристики насосов типа ЦНС.

та H столба воды соответствует величине H_a атмосферного давления. Для шахтных условий можно принять $H_a \approx 10 \text{ м}$ при температуре воды 20°С . Кривые 3 и 4 — критические кавитационные запасы при частоте n вращения двигателя 1460 и 2960 мин^{-1} . При максимальном значении вакуумметрической высоты всасывания наступает кавитация. Разность атмосферного давления насыщенного водяного пара при данной температуре воды показана графиком 2. Опытное обследование насоса ЦНС $300\text{--}600$ на водоотливе шахты им. М. Горького объединения Донецкуголь

показало, что при $n=1460 \text{ мин}^{-1}$ кавитационный режим наступил при максимальной вакуумметрической высоте всасывания $H_{\text{макс}}=5,1 \text{ м}$ и часовой подаче $Q_{\text{ч}}=350 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка А на рис. 1). Это подтверждает достоверность приведенной кавитационной характеристики насосов ЦНС.

Вакуумметрическая H_v является суммой геометрической высоты всасывания $H_{\text{вг}}$ и потерь напора aQ^2 в подводящем трубопроводе, т. е.

$$H_v = H_{\text{вг}} + aQ^2,$$

где a — сопротивление подводящей (всасывающей) системы насоса, $\text{ч}^2/\text{м}^5$.

Высота H_v определяется вакуумметром, установленным на подводящем патрубке насоса. Получив показания вакуумметра при известной $H_{\text{вг}}$, можно определить потери напора и сопротивление всасывающей системы насоса, равное отношению разности $H_v - H_{\text{вг}}$ к величине Q^2 . Сопротивление является гидравлической характеристикой всасывающей системы и насоса, его большая величина приводит к снижению возможной геометрической высоты всасывания.

Традиционная система с приемным клапаном и сеткой имеет много недостатков, в том числе высокое сопротивление, увеличивающееся при загрязнении сетки. Поэтому в условиях водоотлива шахты им. М. Горького на насосах ЦНС $300\text{--}600$ проведено исследование двух систем: традиционной и с баковым аккумулятором. Бралась показания вакуумметров и расходомеров, затем по формуле находились сопротивления систем. В результате обработки данных по-

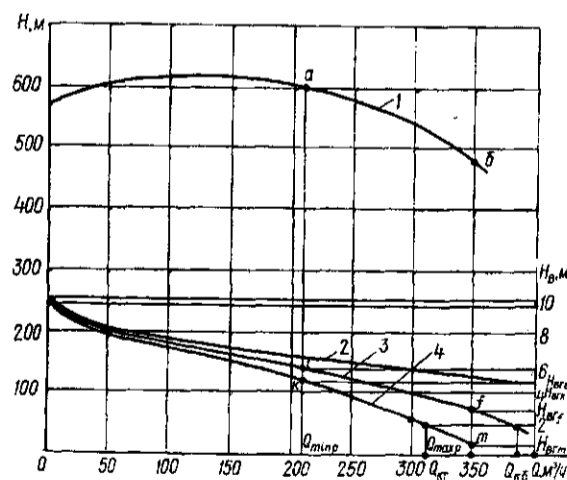


Рис. 2. Геометрические высоты всасывания и режимы кавитации ($Q_{\text{кв}}$ и $Q_{\text{кт}}$ указывают на подачу, соответствующую точкам пересечения кривых 3 и 4 с линией высоты всасывания 2 м , являющихся точками начала режима кавитации при $H_v=2 \text{ м}$ для всасывающей системы с баковым аккумулятором и традиционной).

лучены следующие значения сопротивлений для гидравлических систем при диаметре подводящего трубопровода 242 мм: с обратным клапаном заводского изготовления $a_k = 3,63 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^2/\text{м}^5$; с баковым аккумулятором $a_c = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ ч}^2/\text{м}^5$.

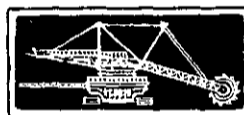
Используя напорную характеристику насосов ЦНС 300—600, уточненную в шахтных условиях (кривая 1 на рис. 2), кавитационную 2 и напорную всасывающей системы с баковым аккумулятором 3 и обратным клапаном заводского изготовления 4, графически определяем возможные геометрические высоты всасывания, при которых наступает кавитация.

В установке верхний уровень воды в водосборнике находится на глубине 2 м относительно оси насоса, что соответствует минимальной геометрической высоте всасывания. Из графиков видно, что кавитация в насосах начнется в системе с баковым аккумулятором при подаче 395 м³/ч, а в традиционной системе при 325 м³/ч, т. е. возможное увеличение подачи насоса без кавитации при минимальной геометрической высоте всасывания составит $(Q_{кб} - Q_{кт}) 100\% / Q_{кт} = 21,5\%$. Здесь $Q_{кб}$ и $Q_{кт}$ — максимально возможная подача насоса для работы без кавитации при геометрической высоте всасывания 2 м для системы с баковым аккумулятором и традиционной.

Наметив рабочую зону насоса, соответствующую КПД=0,9 от максимального значения (точки а и б), можно установить, что кавитация при $Q_{\text{минр}} = Q_a = 210$

и $Q_{\text{макр}} = Q_b = 350 \text{ м}^3/\text{ч}$ наступит в системе с баковым аккумулятором при геометрической высоте всасывания $H_{вге} = 5,37 \text{ м}$ (точка е) и $H_{вгг} = 2,92 \text{ м}$ (точка ф), а в традиционной системе при $H_{вгк} = 4,57 \text{ м}$ (точка к) и $H_{вгт} = 0,67 \text{ м}$ (точка т). Таким образом, система с баковым аккумулятором обеспечивает при одинаковых диаметрах трубопровода большую геометрическую высоту всасывания, в частности, при подаче 300 м³/ч на 75,3%.

Приведенные данные могут быть использованы для настройки датчика нижнего уровня. Учитывая результаты исследований, можно сделать вывод, что применение баковых аккумуляторов во всасывающей системе шахтных насосов обеспечивает: пуск без предварительной заливки насоса и упрощение системы автоматизированного управления; снижение гидравлического сопротивления системы, что способствует расширению бескавитационной зоны режимов работ насосов, увеличению возможной геометрической высоты всасывания; промывку приемной сетки обратным током воды после отключения насоса; исключение отрыва всасывающего трубопровода при непредусмотренной остановке насосов; снижение трудоемкости обслуживания всасывающих систем. Все это даст основание рекомендовать для широкого применения баковые аккумуляторы во всасывающих системах шахтных насосов вместо приемных клапанов.



ОТКРЫТЫЕ РАБОТЫ

УДК 622.233:622.026.3:681.3:62-52

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИНФОРМАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ БУРОВЗРЫВНЫХ РАБОТ В КАРЬЕРАХ

Б. С. РОГАЛЬСКИЙ, канд. техн. наук,
А. В. ДМИТРАШ, И. М. РОМАНЮК, инженеры
(Винницкий политехн. ин-т)

Для управления процессом бурения скважин в карьерах необходима оперативная информация, а это потребовало разработки специальных методов оценки буримости горных пород и устройств. При способе [1], основанном на измерении энергии вращения бурового става, принято, что система продувки практически не влияет на энергоемкость бурения, так как количество воздуха в процессе бурения не регулируется и его достаточно для эффективной очистки всей скважины, а характер работы привода гидронасоса стабильный и не зависит от физико-механических свойств пород. Исследования электропотребления буровых станков в условиях перудных карьеров показали, что характер работы привода гидронасоса не является стабильным и зависит от прочностных свойств пород. Давление p в гидросистеме и осевое усилие F на забой скважины изменялись при бурении первых 8-ми метров скважины станком СБШ-250 (на Полонском гранитном карьере объединения Хмельницкдорстройматериалы). При этом частота вращения бурового става была постоянной (81 мин⁻¹), а давление в системе саморегу-

лируемым, колебалось оно в зависимости от прочностных свойств пород и скорости проходки скважины. Средневзвешенные по времени значения p и F в действительности изменялись и в пределах каждого метра, особенно при забурировании. Вариационный размах их составил соответственно 0,5—100 МПа и 50—250 кН. Суммарный удельный расход электроэнергии на вращение и подачу бурового става на забой определяется из выражения

$$W_0 = (P_n + P_h) t_0 = W_n + W_h, \quad (1)$$

где P_n и P_h — активная средняя мощность, потребляемая двигателем вращателя и гидронасоса, кВт;
 t_0 — продолжительность бурения 1 м скважины, ч;
 W_n и W_h — удельный расход (на 1 м) электроэнергии на вращение и подачу бурового става на забой скважины, кВт·ч.

Согласно литературным источникам [1 и 2] и опытным данным при повышении прочности пород в целях обеспечения эффективного их разрушения частота вращения става снижается в 1,5—2 раза, а осевое давление увеличивается в 2—3 раза (по сравнению с мягкими породами), и наоборот. В случае трещиноватых пород уменьшаются оба параметра режима бурения. Таким образом, на значения P_n , W_n и P_h , W_h и на их удельный вес в суммарной мощности и электропотреблении влияют физико-механические свойства пород. Величина W_0 зависит от соотношения P_n и P_h , при их оптимальном соотношении t_0 и W_0 будут наименьшими, а производительность наибольшая [1]. Следует отметить, что P_n зависит от P_h . Увеличение осевого усилия при одинаковой частоте вращения бурового става снижает мощность, потребляемую вращателем.

В табл. 1 приведены результаты экспериментальных измерений мощности и удельного электропотребления вращателем и гидронасосом при бурении крепких и ниже средней крепости пород станком 2СБШ-200.

Расход на создание осевого усилия и его удельный вес в суммарном электропотреблении изменяются в широком диапазоне в зависимости от физико-механических свойств пород. Удельный вес электропотребления гидронасоса в суммарной величине составляет в среднем 18,6%. Оценив согласно ГОСТ 13000—68 пределы дополнительной погрешности способа по удельному расходу электроэнергии на вращение бурового става, найдем, что погрешность при бурении слабых пород составит 1,55%, крепких 27,16%.