

УДК: 622.232.8

## Исследование виброактивности подшипниковых узлов шламового насоса

*Описано исследование виброактивности подшипниковых узлов вала шламового насоса в условиях эксплуатации. Анализ полученных результатов позволил выявить и устранить причину частых отказов подшипников.*

В комплексе обогатительного оборудования современных угольных предприятий существенную роль играют системы гидравлического транспорта, один из важнейших элементов которых – шламовые насосы [1]. Их эксплуатационная надежность заметно влияет на технико-экономические показатели работы обогатительного производства, в связи с чем обеспечение безотказной работы этих изделий является важной задачей, стоящей перед механическими службами угольных предприятий.

Эксплуатация шламового насоса, установленного на обогатительной фабрике одного из угледобывающих предприятий, выявила низкую надежность узла подшипников приводного вала. Осмотр демонтированного узла показал, что его выход из строя обусловлен прежде всего неработоспособным состоянием роликового двухрядного сферического подшипника, расположенного со стороны муфты, связывающей вал с электродвигателем [2]. Результаты осмотра и анализа производственной документации, имевшейся на предприятии, не позволили установить точную причину отказа.

На основе известных подходов к решению подобных задач [3, 4] был сделан вывод о том, что необходимо организовать наблюдение за работой шламового насоса в производственных условиях по заранее разработанной программе, позволяющей учесть индивидуальные особенности эксплуатации. Такое исследование включает определение температурных и вибрационных параметров подшипниковых узлов. Выполненное на первом этапе аналитическое и экспериментальное исследование температуры проблемного узла эксплуатируемого насоса показало относительно высокую тепловую нагруженность подшипников приводного вала, которая остается, однако, в пределах нормативных значений. Полученные результаты не позволили однозначно определить причину ускоренного выхода из строя подшипникового узла, зафиксированного в практике эксплуатации подобных насосов [5].

Цель статьи – изложение результатов изучения виброактивности подшипниковых узлов приводного вала шламового насоса и рекомендаций по недопущению отказов, выявленных при эксплуатации.

Самоустанавливающиеся двухрядные роликоподшипники 2 и 3 предназначены для восприятия в основном радиальных нагрузок (на рис. 1 вал 1 соединяется слева от подшипника 2 через муфту



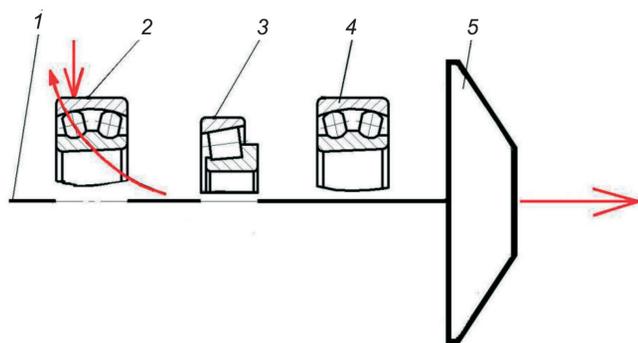
**В. М. КРАВЧЕНКО,**  
доктор техн. наук  
(Приазовский государственный  
технический университет)



**В. В. БУЦУКИН,**  
канд. техн. наук  
(Приазовский государственный  
технический университет)



**В. А. СИДОРОВ,**  
канд. техн. наук  
(ДонНТУ)



**Рис. 1.** Схема размещения подшипников на валу насоса.

с валом электродвигателя, справа от подшипника 4 на вал установлено рабочее колесо насоса 5). Сила, действующая при работе насоса на вал со стороны рабочего колеса, должна восприниматься коническим радиально-упорным роликовым подшипником 3 (рис. 1). Осмотр демонтированного узла показал износ и разрушение элементов подшипника 2 при работоспособных подшипниках 3 и 4, что свидетельствует о воздействии на узел приводного вала насоса существенной нагрузки, обратной по отношению к расчетной. Такое явление возможно при неправильном монтаже узла [2].

Техническое состояние насоса оценивали путем измерения уровня вибрации и сравнения с нормативными значениями, регламентированными ГОСТ 10816-97-1 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях» и ГОСТ 20815-93 «Машины электрические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и выше. Измерение, оценка и допустимые значения». Согласно указанным документам для общей оценки исправности машины используются состояния, различающиеся значениями виброскорости (при работе под нагрузкой): до 4,5 мм/с – удовлетворительное; 4,5 – 10 мм/с – плохое; свыше 10 мм/с – аварийное.

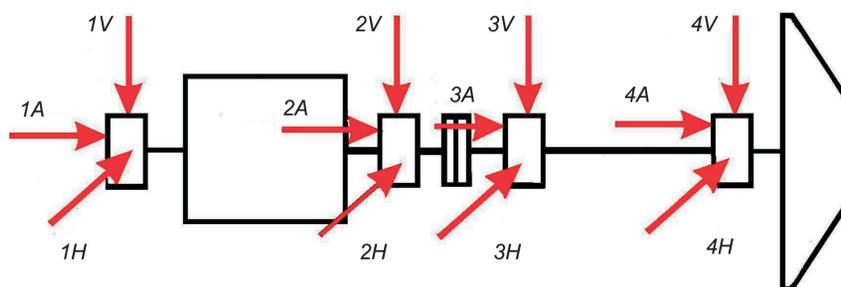
Для оценки состояния подшипников качения принято проводить измерения пикового ( $a$ -пик) и среднеквадратичного ( $a$ -скз) значений виброускорения в частотном диапазоне 10 – 4000 Гц. В общем случае различают состояния: хорошее – характеризуется пиковым значением виброускорения до 10 м/с<sup>2</sup>; удовлетворительное – среднеквадратичное значение не превышает 10 м/с<sup>2</sup>; плохое – при превышении 10 м/с<sup>2</sup> среднеквадратичным значением виброускорения;

аварийное – если пиковое значение превышает 100 м/с<sup>2</sup>. Один из признаков значительных повреждений – присутствие в спектре виброускорения составляющих со значениями более 9,8 м/с<sup>2</sup>.

Параметры вибрации измеряли во время работы оборудования в режиме рабочего хода с помощью спектроанализатора 795М и пьезоэлектрического датчика С11. Датчик крепили с помощью магнита. Измерения проводили в вертикальном ( $V$ ), горизонтальном ( $H$ ) и в осевом ( $A$ ) направлениях. Точки контроля: 1 – свободный подшипник электродвигателя; 2 – лобовой подшипник электродвигателя; 3 – крышка подшипникового узла насоса со стороны муфты; 4 – крышка подшипникового узла насоса со стороны его рабочего колеса (рис. 2). Кроме того, измеряли общие параметры вибрации и частотную форму вибрационного сигнала при рабочей частоте вращения вала насоса 978 мин<sup>-1</sup>. Контролируемые частотные диапазоны: 2 – 400, 10 – 1000 и 10 – 4000 Гц. Значения виброскорости и виброускорения для контрольных точек насоса приведены в таблице.

Из анализа полученных результатов следует: виброскорости в контрольных точках на опорах электродвигателя – выше нормативных 2,8 мм/с (ГОСТ 20815-93); состояние подшипниковых опор насоса – плохое (допустимое значение по ГОСТ 10816-97 – 7,1 мм/с); состояние подшипников двигателя и насоса – удовлетворительное (среднеквадратичные значения виброускорения не превышают 10 м/с<sup>2</sup>); повышенные пиковые значения виброускорения подшипников двигателя указывают на начальную стадию зарождения повреждений.

Наибольшие виброскорости зафиксированы на лобовом подшипнике. От точки 2 вибрация передается к точке 3 насоса, а в осевом направлении – к точке 4. Причина такого явления, как правило, – несоосность валов двигателя и насоса, возникающая из-за неточного монтажа. Подтверждается этот вывод также результатами спектрального анализа, полученного при исследовании вибрационного сигнала.



**Рис. 2.** Расположение точек и направления измерения вибрации.

Точка контроля	Среднеквадратичное значение виброскорости в частотном диапазоне 2 – 400 Гц (10 – 1000 Гц), мм/с, по направлениям (рис. 2)			Виброускорение (частотный диапазон 10 – 4000 Гц) <i>a</i> -скз ( <i>a</i> -пик), м/с <sup>2</sup>
	<i>V</i>	<i>H</i>	<i>A</i>	
1	6,7 (6,2)	3,2 (2,2)	–	6...8 (25...26)
2	13,7 (11,4)	13,5 (12,0)	10,8 (9,5)	7...10 (58...59)
3	6,1 (5,6)	4,6 (4,2)	5,3 (4,7)	3 (12...16)
4	2,4 (2,0)	2,8 (2,8)	5,1 (5,7)	3 (17...29)

двигателя из-за спешки при проведении ремонтов. Это подтвердила контрольная проверка точности центрирования валов исследованного насоса после проведенной центровки приводных валов и валов электродвигателей у всех используемых на предприятии шламовых насосов.

ла. Для точки 2 (лобовой подшипник электродвигателя) основные составляющие наблюдаются на частотах 1150, 1250, 1350, 1450 Гц. Частоты 1150 и 1250 Гц модулированы частотами 16,2 и 8,1 Гц – соответственно оборотной частотой вращения и 1/2 субгармоникой оборотной частоты.

Наибольшие значения виброускорения наблюдаются в осевом направлении и указывают на присутствие дополнительной осевой составляющей – следствие неправильного монтажа или повреждения соединительной муфты. Большие виброскорости в вертикальном направлении могут быть обусловлены чрезмерно податливым основанием рамы механизма. Разборка муфты при остановке насоса показала, что муфта соответствует требованиям технической документации, а центровка валов электродвигателя и насоса оказалась выполненной с существенными, в 2–3 раза превышающими допустимые значения, отклонениями. После повторной сборки с центровкой, проведенной с использованием стандартных приспособлений, преждевременный выход из строя подшипниковых узлов приводных валов шламовых насосов на данном предприятии прекратился.

**Выводы.** Из анализа результатов, полученных при исследовании виброактивности подшипниковых узлов вала шламового насоса, следует, что причиной их повторяющихся выходов из строя, зафиксированных при эксплуатации, является нарушение требований технической документации в части точности взаимной центровки валов насоса и электро-

двигателя из-за спешки при проведении ремонтов. Это подтвердила контрольная проверка точности центрирования валов исследованного насоса после проведенной центровки приводных валов и валов электродвигателей у всех используемых на предприятии шламовых насосов.

Результаты исследования свидетельствуют о необходимости тщательного контроля качества сборки шламовых насосов после ремонтных работ. Для оценки качества центровки без остановки оборудования после окончания непланового ремонта рекомендуется использовать параметры вибрации подшипниковых узлов в комплексе с данными об их температурном режиме.

### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Звягильский Е. Л. Совершенствование режимов работы гидротранспортных установок технологий углеобогащения / Е. Л. Звягильский, Б. А. Блюсс, Е. И. Назимко, Е. В. Семененко. – Севастополь: Вебер, 2002. – 247 с.
2. Кравченко В. М. Особенности повреждения подшипникового узла вала шламового насоса / В. М. Кравченко, В. А. Сидоров, В. В. Буцукин // Вісн. Приазов. ДТУ. Сер. Техн. науки. – Маріуполь: ПДТУ, 2011. – Вип. 22. – С. 236 – 240.
3. Элькин И. Л. Испытания угледобывающих машин / И. Л. Элькин, С. С. Казаков, Г. Е. Шевченко. – М.: Недра, 1980. – 287 с.
4. Кравченко В. М. Техническое обслуживание и диагностика промышленного оборудования / В. М. Кравченко. – Донецк: Юго-Восток Лтд, 2004. – 504 с.
5. Кравченко В. М. Анализ причин повреждения подшипникового узла вала шламового насоса / В. М. Кравченко, В. А. Сидоров, В. В. Буцукин // Вісн. Приазов. ДТУ. Сер. Техн. науки. – Маріуполь: ПДТУ, 2011. – Вип. 23. – С. 215 – 218.