

УДК 621.5:621.89:681

Кравченко В.М.¹, Сидоров В.А.², Буцукин В.В.³

ПРОБЛЕМЫ ДИАГНОСТИКИ НАСОСОВ СМАЗОЧНЫХ СИСТЕМ

Изложены результаты выполненного на действующем оборудовании комплексного исследования причин отказа шестеренного насоса смазочной системы. Разработаны рекомендации по совершенствованию испытаний насосов.

Ключевые слова: контроль технического состояния, диагностика, насос шестеренный, вибрационное ускорение, вибрационная скорость, отказ.

Кравченко В.М., Сидоров В.А., Буцукин В.В. Проблеми діагностики насосів змащувальних систем. Викладені результати виконаного на діючому устаткуванні комплексного дослідження причин відмови шестерінчастого насоса змащувальної системи. Розроблені рекомендації по вдосконаленню випробувань насосів.

Ключові слова: контроль технічного стану, діагностика, насос шестерінчастий, вібраційне прискорення, вібраційна швидкість, відмова.

V.M. Kravchenko, V.A. Sidorov, V.V. Butsukin. Problems of diagnostics of lubricating systems' pumps. The results of the complex research of reasons of rejects of geared-type pump of lubricating system are described in this article.

Developed were recommendations, regarding the improvement of pumps' testing.

Keywords: control of the technical state, diagnostics, geared pump, vibration acceleration, vibration speed, refuse.

Постановка проблемы. Централизованные смазочные системы (ЦСС) - один из важнейших элементов машиностроительного и металлургического оборудования. При относительно невысокой стоимости элементов ЦСС их отказ может вызвать длительные простои производства и потери продукции. Так, по причине отказа смазочных систем отмечены простои аглооборудования длительностью до 20 часов, потери производства до 9 тыс. т агломерата, в прокатном производстве - простои длительностью до 19 часов, потери до 11 тыс. т проката [1]. Важным элементом ЦСС является насос, обеспечивающий подачу смазочного материала в зону трения. Широкое распространение получили шестеренные насосы внутреннего зацепления. Расширение круга поставщиков оборудования привело к обострению проблемы, связанной с возможностью приобретения некачественных изделий для замены выработавших ресурс.

Анализ последних исследований и публикаций. Опыт эксплуатации насосов, отраженный в нормативной, технической и справочной литературе [1-3] свидетельствует, что, проверка получаемых со склада насосов, проводится, как правило, по контрольным параметрам, рекомендованным поставщиком в паспорте насоса или в инструкции по эксплуатации. Параметры эти позволяют выявить брак, возникший при транспортировке и хранении изделий. Брак изготовителя, пропущенный на стадии выходного контроля, при такой проверке выявить сложно. Проведение, по опыту эксплуатации гидроприводов металлургического оборудования, стендовой проверки насосов перед монтажом требует организации специализированного участка и соответствующих расходов [2], на что в настоящее время сложно получить необходимые ресурсы. Следствием этого является возможность испытание системы под нагрузкой или пуск её в эксплуатацию с неисправным насосом. Таким образом, задача обеспечения эффективного контроля качества вновь устанавливаемых насосов ЦСС при минимальных затратах ресурсов и времени является актуальной.

Цель статьи – на основе хорошо отработанного метода приборной вибродиагностики решить задачу обеспечения эффективного контроля качества новых насосов, устанавливаемых вместо вышедших из строя. Работа выполнена применительно к насосу ЦСС винтового компрессора с последующим комплексным анализом причин выявленных отклонений.

Изложение основного материала. При эксплуатации винтовых компрессоров с ЦСС,

¹ д-р техн. наук, профессор, Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

² канд. техн. наук, доцент, Донецкий национальный технический университет, г. Донецк

³ канд. техн. наук, доцент, Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

оснащенної шестеренними насосами внутрішнього зацеплення типу GP 52 EFM отмечены случаи отказа новых насосов после установки взамен изношенных на стадии опробования оборудования. Анализа причин «по горячим следам» выполнено не было вследствие необходимости скорейшего запуска компрессоров, обусловленной производственной необходимостью. В связи с этим принято решение проверить возможность оценки работоспособности нового насоса методами вибродиагностики, не требующими изготовления и наладки достаточно дорогих конструкций известных испытательных стендов [3].

Оценка технического состояния насоса проводилась по нормативам ГОСТ 10816 «Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях». Значения виброскорости (под нагрузкой), определяющие состояние объекта: до 1,8 мм/с – функционирование без ограничения сроков; 1,8...4,5 мм/с – функционирование ограниченное во времени; свыше 4,5 мм/с – возможны повреждения. Для оценки состояния подшипников качения приняты следующие соотношения пикового и среднеквадратичного значений виброускорения в частотном диапазоне 10...4000 Гц: 1) хорошее состояние - пиковое значение не превышает 10,0 м/с²; 2) удовлетворительное состояние – среднеквадратичное значение не превышает 10,0 м/с²; 3) плохое состояние наступает при превышении 10,0 м/с² среднеквадратичным значением; 4) пиковое значение превышает 100,0 м/с² – состояние аварийное. Для измерения параметров вибрации при работе оборудования использовался спектроанализатор 795М. Крепление датчика - при помощи магнита в точках, указанных на рис.1

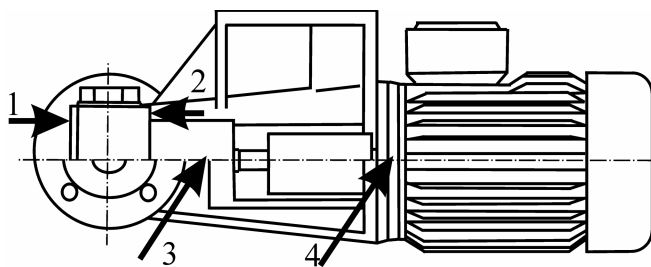
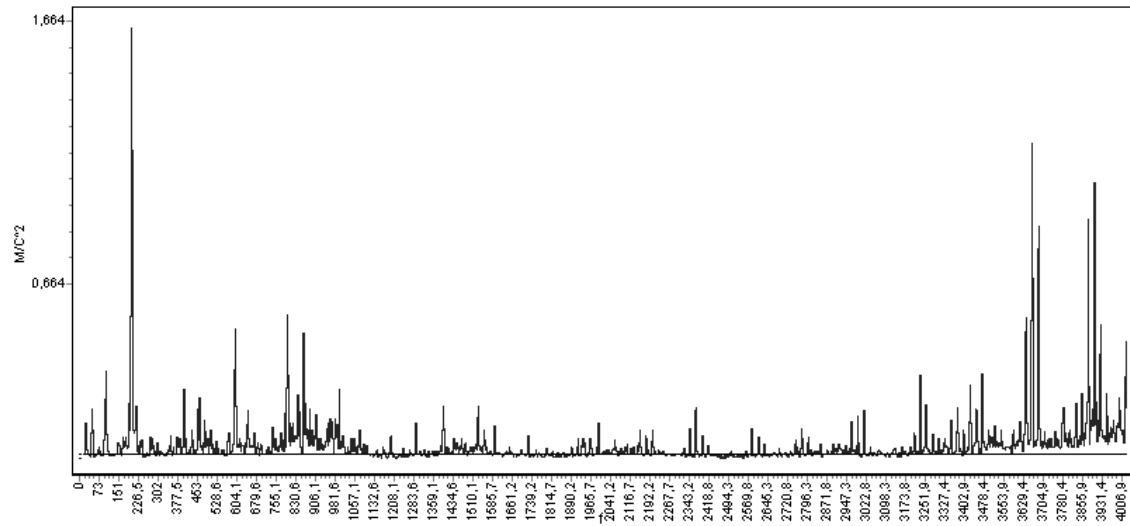


Рис.1 - Расположение контрольных точек измерения вибрации на шестеренном насосе: 1 – задняя крышка насоса (осевое направление); 2 – передняя крышка насоса (осевое направление); 3 – подшипниковый узел насоса (горизонтальное направление); точка 4 – подшипник электродвигателя со стороны муфты (горизонтальное направление)

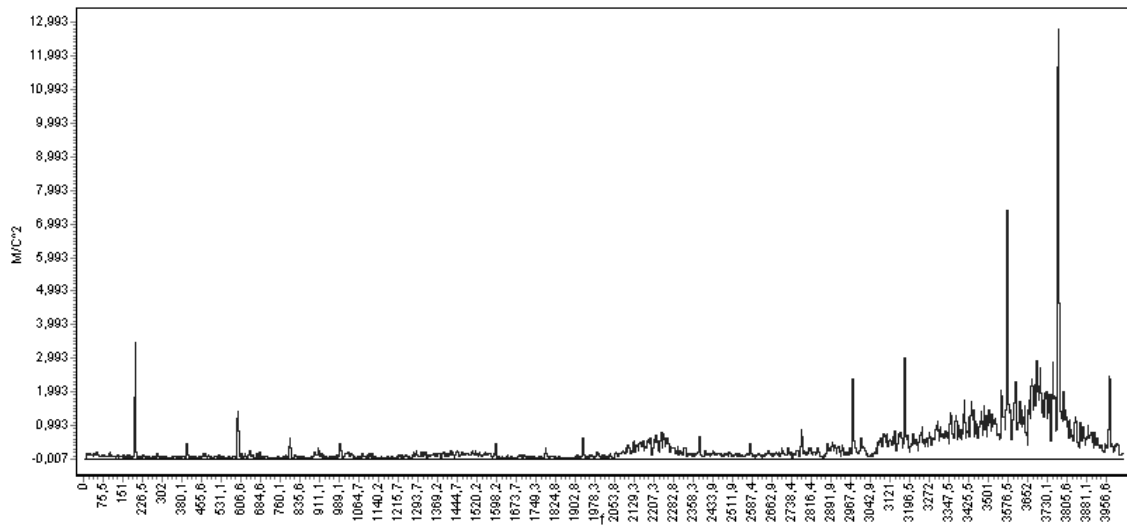
диапазоне 10...1000 Гц; виброускорения в диапазоне 10...4000 Гц. Результаты измерений приведены в таблице. Спектрограммы вибрации насоса в контрольных точках не имели явно выраженных значительных составляющих. В качестве примера на рис.2, а приведена спектрограмм виброускорения в контрольной точке 2 (передняя крышка насоса). Спектрограмма носит выраженный шумовой характер с незначительным пиковым значением около 1,7 м/с². Анализ параметров виброскорости и виброускорения в комплексе со спектрограммами указывает на удовлетворительное состояние насоса.

Новый насос после установки на компрессор был испытан в режиме холостого хода – при подаче масла в систему без включения компрессора. Обнаружены: повышенный уровень нехарактерного для исправной работы шума и общий уровень виброскорости – до 9,6 мм/с, при котором ГОСТ 10816 указывает на возможность повреждения изделия. После проверки осевого зазора между ротором насоса и корпусом и установки рекомендуемого значения 0,15 мм проведено испытание насоса при работе под нагрузкой - при работе компрессора. Результаты измерений параметров общего уровня вибрации приведены в таблице. Из данных таблицы видно, что новый насос демонстрирует гораздо худшие показатели, чем находящийся в эксплуатации - среднеквадратичные значения виброскорости нового насоса превышают этот показатель базового в 2,0 – 4,6 раза, среднеквадратичные значения виброускорения в 1,8 – 7,0 раз, пиковые значения виброускорения в 2,0 – 6,6 раза. Данные таблицы указывают на значительный уровень виброскорости (энергии колебаний) в районе точки 2 - подшипникового узла.

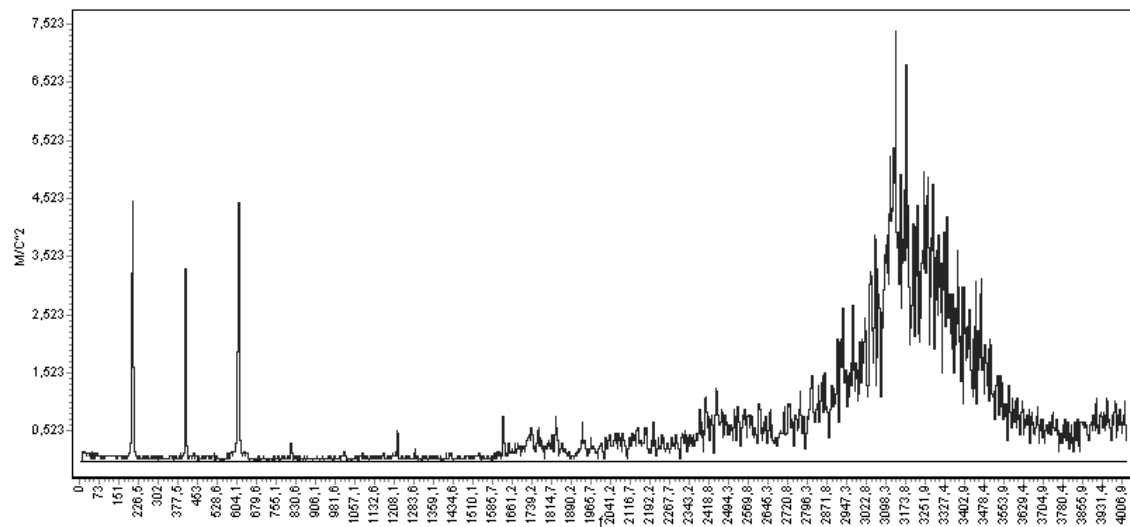
Спектральный анализ виброактивности нового насоса выявил, присутствие в спектре виброускорения зубцовой составляющей (199 Гц), указывающее на повреждения деталей внутреннего зацепления шестеренного насоса и энергетические составляющие на частотах 2800...3600 Гц, свидетельствующие о наличии металлического контакта и повреждениях



а)



б)



в)

Рис. 2 – Спектрограммы виброускорения в точке 2 насоса: а) находящегося в эксплуатации; б) нового во время испытаний в 13:54; в) нового во время испытаний в 15:29

контактирующих поверхностей зубчатого зацепления. Замеры, проведенные с интервалом в 30 – 40 минут, при непрерывной работе ЦСС в режиме испытания под нагрузкой показали интенсивное нарастание энергетической составляющей на частотах 2800...3600 Гц при некотором снижении максимального значения составляющей с 12,5 до 7,6 м/с². В качестве примера на рис.2 б, в показаны такие спектрограммы, полученные в точке замера №2 по рис. 1.

Таблица

Значения вибрационных параметров насосов: находящегося в эксплуатации (Э) и нового (Н)

Точка измерения по рис.1	Среднеквадратичное значение:				Пиковое значение виброускорения, м/с ²	
	виброскорости, мм/с		виброускорения, м/с ²			
	Э	Н	Э	Н	Э	Н
1	2,0	4,8	4,2	7,4	21,9	42,9
2	2,5	6,1	4,4	30,6	23,3	143,4
3	2,2	10,3	3,1	16,0	12,9	72,8
4	2,3	4,6	3,1	10,0	9,7	63,6

Изменения спектрограмм, полученных при эксперименте, указывает на лавинообразный характер развития механических повреждений, который может быть промоделирован марковскими процессами. Быстрое нарастание энергетической составляющей указывает на наличие адгезионного схватывания деталей. Подтверждалось это также незначительным (до 50...60 С⁰) ростом температуры торцевой поверхности передней крышки (точка 2 по рис.1), зафиксированным при исследовании (температура масла 40-45 С⁰). Такое повышение температуры торцевой поверхности передней крышки и шум, сопровождавший работу насоса, не позволяли забраковать его. Основные параметры работы, фиксируемые по приборам соответствовали норме (давление масла 3,8 бар, сила ток электродвигателя 2,5 А). При обычном, без вибродиагностики, опробовании ЦСС признали бы годной к эксплуатации. Однако, при повторном включении ЦСС, сработало тепловое реле насоса, настроенное на силу тока, превышающую 10 А, и произошла аварийная остановка компрессора. Разборка насоса позволила установить наличие:

- 1) на одной из торцевых поверхностей шестерни, на задней крышке насоса и на торцевой поверхности отдельных зубьев рабочего колеса следов износа схватывания второго рода в виде повторяющихся через приблизительно равные промежутки вырывов материала на поверхностях контактирующих деталей;
- 2) засветления поверхностей на краях зубьев другой торцевой поверхности шестерни и на боковых поверхностях рабочего колеса;
- 3) засветления и признаки осповидного выкрашивания на рабочей поверхности корпуса насоса;
- 4) подклинивания вала насоса при затяжке болтов муфты.

Присутствие таких дефектов подтвердило наличие адгезионного схватывания поверхностей в новом насосе. Обусловленная ненормальным взаимодействием деталей насоса вибрация, в 2...7 раз превышающая по показателям вибрацию длительно эксплуатирующегося насоса, свидетельствует о невысоком качестве его изготовления, слабом выходном контроле на заводе-изготовителе, либо контрафактном происхождении насоса. Таким образом, рекомендуемая методика контроля с использованием вибродиагностики может использоваться и ОТК завода-изготовителя для обеспечения действенного контроля качества выпускаемых насосов ЦСС.

Выводы

1. Испытания насосов ЦСС при монтаже, основанные на оценке фиксируемых приборами ЦСС параметров – давления в системе и величины силы тока электродвигателя в сочетании с органолептической оценкой шума при работе не позволяют гарантированно избежать приема в эксплуатацию системы с насосом, имеющим заводской брак.
2. При отсутствии на предприятии участка испытания насосов, оснащенного специализированными стендами, оценку работоспособности нового насоса при испытаниях ЦСС следует производить с использованием отработанных методов вибродиагностики. Подобная методика может быть рекомендована и для ОТК заводов-изготовителей насосов.
3. На основе исследования виброактивности шестеренных насосов с внутренним зацеплени-

ем типа GP 52 EFM подтверждена возможность применения норм вибрации, установленных ГОСТ 10816, для оценки их технического состояния, определены контрольные точки для оценки параметров вибрации работающего под нагрузкой насоса (рис.1).

4. Увеличение в контрольных точках по рис.1 виброскорости в 3 - 4 раза по сравнению с обычным значением (примерно 2,0 мм/с) для эксплуатирующегося насоса указывает на необходимость его разборки и ремонта.

5. Результаты вибродиагностики свидетельствуют, что развитие механических повреждений исследованного насоса в период, непосредственно предшествовавший выходу из строя, носило лавинообразный характер и может быть промоделировано марковскими процессами, что может быть использовано при разработке системы автоматизированной диагностики и прогнозирования технического состояния подобных изделий.

Список использованных источников:

1. Правила технической эксплуатации централизованных систем густой и жидкой смазки на предприятиях горно-металлургического комплекса Украины. Утв. 11.10.2000 Госкомпромполитики Украины. – Днепропетровск, 2000. – 104 с.
2. Пучкин А.Е. Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт гидроприводов металлургического оборудования / А.Е. Пучкин. – М.: Металлургия, 1991. – 240 с.
3. Свешников В.К. Станочные гидроприводы. Справочник / В.К. Свешников – М.: Машиностроение, 2004.–512с.

Рецензент: В.В. Суглобов
д-р техн. наук, проф., ПГТУ

Статья поступила 30.04.2010