

УДК 622.276.054.22

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ ЦЕПНОГО ПРИВОДА НА ОСНОВЕ СТАТИСТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ВИБРОСИГНАЛОВ

© 2017 С.Н. Ленков, В.У. Ямалиев

Уфимский государственный нефтяной технический университет

Статья поступила в редакцию 07.03.2017

В статье описывается применение показателя Херста для анализа временных рядов вибросигналов цепного привода при различных натяжениях тяговой цепи и использовании в качестве тяговой цепи роликовой и зубчатой цепей, что позволит оценить возможность перехода от системы ППР к фактической оценке состояния цепного привода в процессе его эксплуатации. Построены графики изменения показателя Херста от натяжения тяговой (зубчатой и роликовой) цепи. Определены границы зон технического состояния цепного привода, позволяющие диагностировать состояние оборудования по анализу временных рядов вибросигналов в режиме реального времени.

Ключевые слова: *цепной привод, штанговый скважинный насос, стенд, вибродиагностика, зубчатая цепь, роликовая цепь, временной ряд, показатель Херста*

Наиболее распространенным видом механизированной добычи нефти является добыча установками скважинных штанговых насосов (УСШН), которыми оборудовано больше половины добывающих скважин России. УСШН хорошо приспособлены для добычи продукции из малодебитных скважин, но в настоящих условиях нефтедобычи из-за старения многих крупных месторождений, ввода в эксплуатацию скважин с трудноизвлекаемыми запасами и высоким содержанием воды, а также с нестабильностью цен на нефть, становится актуальным снижение затрат на подъем продукции из скважин, обслуживание и ремонт оборудования.

Приводы на основе редуцирующего преобразующего механизма, получившие название цепные приводы, получили распространение как на скважинах РФ, так и за рубежом. Основные преимущества цепных приводов: по сравнению с балансирными станками-качалками требуется редуктор с меньшим передаточным отношением и вращающим моментом; меньшая зависимость полной массы и габаритов цепного привода от длины хода; меньшая зависимость полной массы и габаритов цепного привода от длины хода; позволяют обеспечить тихоходные режимы откачки в широком диапазоне изменения скорости; повышение коэффициента использования мощности за счет обеспечения равномерной загрузки электродвигателя привода [1, 2]. Работа цепных приводов, так же как и других механизмов, машин, агрегатов сопровождается вибрацией, которая приводит к уменьшению эксплуатационной надежности и срока службы. Становятся необходимым специальные мероприятия по выявлению и снижению ее уровня. Если придерживаться графиков планово-предупредительных работ (ППР), при которых в зависимости от времени

наработки оборудования проводятся запланированные виды обслуживания, то это может привести к замене деталей и узлов, даже если они еще сохранили работоспособность и наоборот, если по графикам ППР замена деталей и узлов не требуется, а утратили работоспособность. Поэтому возникает необходимость к переходу на обслуживание по техническому состоянию машин, когда решение о сроках и виде обслуживания осуществляется на основе данных мониторинга (непрерывного или периодического контроля) оборудования. Переход на обслуживание по фактическому техническому состоянию позволит исключить вероятность аварийных отказов и связанных с ними внеплановых простоев оборудования, а также прогнозировать объемы технического обслуживания и производить ремонты только дефектного оборудования [3-8].

Для перехода от системы ППР к фактической оценке цепного привода был проведен комплекс вибродиагностических обследований на специально сконструированном стенде. Проведенные виброизмерения позволили оценить техническое состояние привода в режиме реального времени, определить оптимальное натяжение цепи, которое значительно влияет на уровень вибрации всей установки в целом. Стенд цепного привода штангового скважинного насоса, изготовленный для проведения экспериментов, имеет возможность установить в качестве тяговой цепи роликовую двухрядную цепь или зубчатую цепь.

При проведении экспериментальных исследований на стенде одним из измеряемых параметров является натяжение цепи, которое измеряется как провисание цепи при подвешивании груза в горизонтальной плоскости. Диапазон измерений натяжения цепи – 10...40 мм с шагом 5 мм. Перед началом исследований были определены места установок вибродатчиков. Установить датчики на тяговую цепь невозможно, поэтому места для их установки – это рама цепного привода, опоры ведомой (верхняя часть стенда т.1, т.3) и ведущей (нижняя

Ленков Станислав Николаевич, аспирант. E-mail: lenkov_stas@mail.ru

Ямалиев Виль Узбекович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технологические машины и оборудование»

часть станда т.2, т.4) звездочек. В каждой точке производилось не менее 3-х экспериментальных измерений, что зависело от повторяемости и стабильности получаемых результатов. В ходе проведения экспериментов были получены графики

изменения общего уровня вибрации в зависимости от натяжения тяговой цепи, показанные на рис. 1. В табл. 1 в качестве примера приведены максимальные значения общего уровня вибрации цепного привода с зубчатой цепью.

Таблица 1. Максимальное значение общего уровня вибрации (мм/с) цепного привода с зубчатой цепью

Точка измерения	t, мм						
	10	15	20	25	30	35	40
т1	2,09	1,92	1,23	1,64	1,64	1,65	1,50
т2	1,43	1,29	1,08	1,04	1,24	1,26	1,29
т3	2,06	1,94	1,70	1,65	1,67	1,69	1,49
т4	1,39	1,25	1,08	1,08	1,19	1,26	1,31

Примечание: t – натяжение тяговой цепи, мм; т1...т4 – точки установки вибродатчика на станде цепного привода

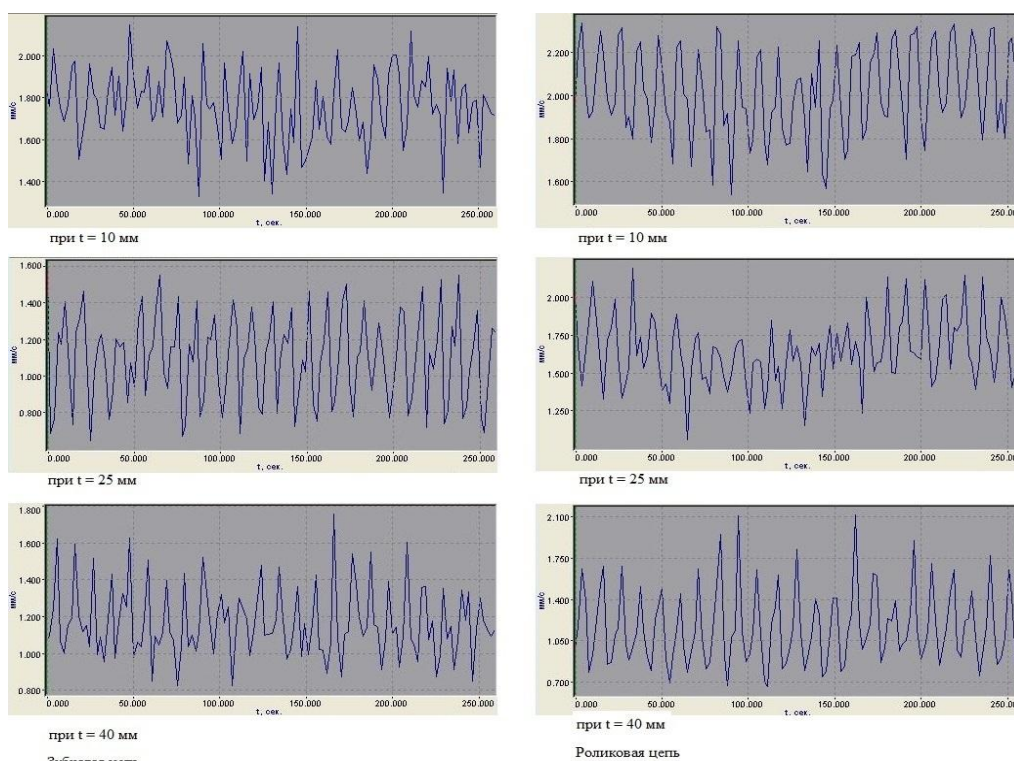


Рис. 1. Изменения амплитуды вибросигналов при разном натяжении тяговой цепи

На основании проведенных экспериментальных исследований установлено, что наименьшая вибрация для зубчатой цепи лежит в интервале 18-25 мм, а для роликовой цепи в интервале 22-30 мм. Анализ полученных данных виброизмерений на станде цепного привода показал, что использование максимального значения общего уровня вибрации для оценки технического состояния недостаточно, так как невозможно сделать заключение о техническом состоянии привода. Для этого необходимо разработать более точный метод технической диагностики. Для более глубокого понимания процессов, происходящих с диагностируемым оборудованием, при работе которого возникает вибрация, рассмотрим временные ряды вибросигналов, полученные при разном натяжении тяговой цепи привода,

как объекта, имеющего фрактальные свойства, в этом случае для их описания можно использовать фрактальные характеристики одномерных временных рядов – размерность Хаусдорфа и показатель Херста [9-15]. Для анализа временных рядов вибросигналов цепного привода был выбран показатель Херста, который количественно характеризует меру упорядоченности амплитуд измеряемого параметра во времени и определяется в терминах асимптотического поведения масштабированного диапазона как функции отрезка времени временного ряда.

Расчет показателя Херста:

$$\left(\frac{R}{S}\right)_m = C m^H \quad (1)$$

$$H = \frac{\log\left(\frac{R}{S}\right) - \log(c)}{\log(m)} \quad (2)$$

где R – размах накопленного отклонения; S – среднеквадратическое отклонение ряда наблюдений; m – число периодов наблюдений (количество точек в отрезке временного ряда); c – заданная константа, положительное число.

Существует три классификации для различных показателей Херста:

- при $0 < H < 0,5$ – антиперсистентный временной ряд, при котором происходит так называемый «возврат к среднему», что означает о разрушающем влиянии вибрации на узлы и механизмы оборудования;

- $H = 0,5$ – временной ряд стохастичен, что означает случайный процесс или называется белым шумом, при котором нельзя сделать вывод о состоянии оборудования;

- $0,5 < H < 1$ – персистентный временной ряд, при котором в основном наблюдается работоспособное состояние оборудования. Данные ряды трендоустойчивые и характеризуются эффектом долговременной памяти.

Во многих работах [9-10] отмечается, что переход сложной технической системы к хаотическому изменению режима служит признаком существования дефекта оборудования, что говорит об актуальности использования показателя Херста для оценки технического состояния оборудования. После обработки временных рядов вибросигналов цепного привода, был рассчитан показатель Херста для тяговой цепи (роликовой и зубчатой). Полученные значения показателя Херста были сведены в табл. 2 и 3. Построены полиномиальные аппроксимации зависимости значений показателя Херста от натяжения цепи, которые приведены на рис. 2 для зубчатой цепи и рис. 3 для роликовой цепи. Из рис. 2 и 3 следует, что наиболее высокое значение показателя Херста для зубчатой цепи находится при натяжении 20 мм, а для роликовой цепи при натяжении 25 мм. Полученные максимальные значения показателя Херста говорят об оптимальных условиях работы цепного привода при данных натяжениях цепи.

Таблица 2. Значения показателя Херста в зависимости от натяжения тяговой (зубчатой) цепи

Плоскость измерения	Точка установки датчика	Натяжение цепи t , мм						
		10	15	20	25	30	35	40
x	1	0,610	0,669	0,739	0,646	0,595	0,566	0,526
	2	0,691	0,745	0,802	0,787	0,696	0,653	0,647
	3	0,607	0,697	0,748	0,663	0,617	0,590	0,534
	4	0,708	0,761	0,799	0,773	0,703	0,666	0,645
y	1	0,815	0,870	0,906	0,857	0,751	0,699	0,596
	2	0,795	0,825	0,902	0,825	0,775	0,716	0,617
	3	0,801	0,879	0,903	0,838	0,760	0,686	0,609
	4	0,789	0,832	0,887	0,815	0,783	0,709	0,621
z	1	0,630	0,686	0,718	0,662	0,585	0,581	0,521
	2	0,688	0,721	0,755	0,718	0,671	0,645	0,604
	3	0,655	0,686	0,709	0,656	0,604	0,570	0,509
	4	0,691	0,735	0,772	0,707	0,666	0,663	0,594

Таблица 3. Значения показателя Херста в зависимости от натяжения тяговой (роликовой) цепи

Плоскость измерения	Точка установки датчика	Натяжение цепи t , мм						
		10	15	20	25	30	35	40
x	1	0,605	0,632	0,662	0,692	0,648	0,593	0,518
	2	0,671	0,708	0,735	0,781	0,755	0,708	0,580
	3	0,614	0,630	0,650	0,684	0,632	0,584	0,528
	4	0,681	0,709	0,745	0,797	0,765	0,693	0,578
y	1	0,640	0,714	0,754	0,786	0,781	0,707	0,633
	2	0,687	0,745	0,786	0,837	0,785	0,744	0,685
	3	0,640	0,726	0,746	0,791	0,775	0,705	0,647
	4	0,669	0,751	0,808	0,825	0,768	0,739	0,677
z	1	0,617	0,655	0,673	0,705	0,670	0,583	0,503
	2	0,667	0,690	0,720	0,749	0,699	0,668	0,603
	3	0,612	0,644	0,650	0,703	0,665	0,606	0,519
	4	0,657	0,691	0,723	0,757	0,691	0,672	0,617

Построены полиномиальные аппроксимации зависимости значений показателя Херста от натяжения цепи, которые приведены на рис. 2 для зубчатой цепи и рис. 3 для роликовой цепи.

Использование полиномиальной аппроксимации значений показателя Херста от натяжения цепи позволит контролировать натяжение тяговой цепи цепного привода в процессе эксплуатации.

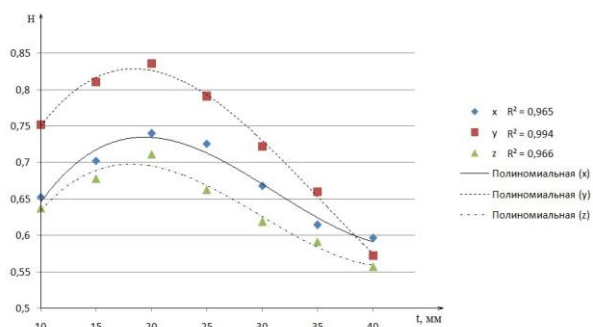


Рис. 2. Полиномиальная аппроксимация зависимости значений показателя Херста от натяжения зубчатой цепи

Данный метод не требует остановки привода и подвешивания груза для определения натяжения тяговой цепи, тем самым не прерывается технологический режим работы скважины и исключается выполнение сложных операций. Для технической диагностики цепного привода в

процессе эксплуатации были установлены значения показателя Херста, определяющие границы зон технического состояния показанные на рис. 4 и 5.

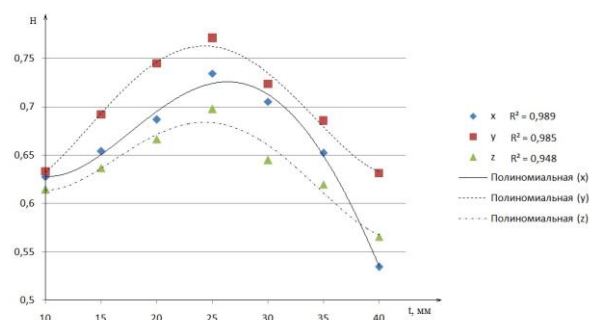


Рис. 3. Полиномиальная аппроксимация зависимости значений показателя Херста от натяжения роликовой цепи

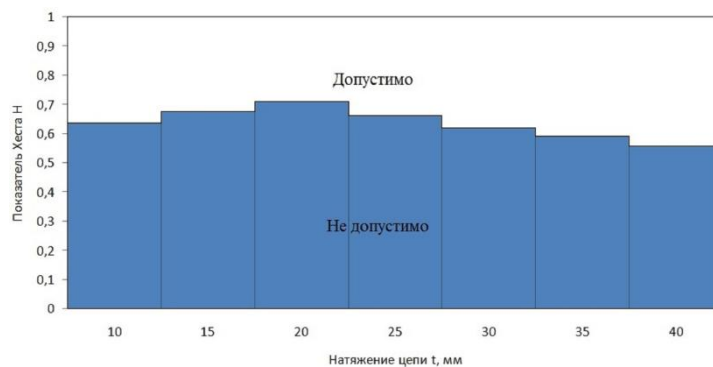


Рис. 4. Границы зон технического состояния цепного привода с тяговой (зубчатой) цепью

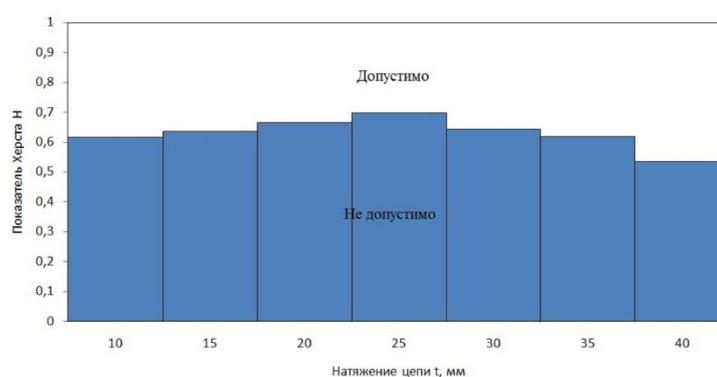


Рис. 5. Границы зон технического состояния цепного привода с тяговой (роликовой) цепью

Установленные границы зон технического состояния возможно использовать для диагностирования цепных приводов с наибольшим тяговым усилием 60 кН, числом ходов в минуту $n=3$ и рабочим ходом плунжера насоса 3 м. Для цепных приводов с другими техническими характеристиками и режимом эксплуатации необходимо наработка

новых данных и обработка по выше описанному методу с использованием показателя Херста. Для снижения погрешности заключения о техническом состоянии, рекомендуется проводить сбор и дополнение полученных данных временных рядов вибросигналов. Дальнейшее накопление и дополнение данных позволит уточнить и расклассифицировать

границы зон технического состояния на характерные (возможные) дефекты и отказы. Данный метод применим не только для технической диагностики в процессе эксплуатации, но и при приемке оборудования после ремонта, технического обслуживания или установки привода на скважине.

Выводы: проведен анализ временных рядов вибросигналов цепного привода, как объекта, имеющего фрактальные свойства. Установлено оптимальное натяжение тяговых цепей при максимальных значениях показателя Херста для зубчатой цепи при натяжении 20 мм и роликовой цепи при натяжении 25 мм. На основании проведенного анализа построены полиномиальные аппроксимации для контроля натяжения тяговой цепи в процессе эксплуатации и установлены значения показателя Херста, определяющие границы зон технического состояния цепного привода (допустимо и недопустимо).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Тахаутдинов, Ш.Ф. Цепные приводы скважинных штанговых насосов / Ш.Ф. Тахаутдинов, Н.Г. Ибрагимов, В.М. Валовский, К.В. Валовский. – М.: ЗАО «Издательство «Нефтяное хозяйство», 2014. 448 с.
2. Ямалиев, В.У. Анализ работы цепных приводов штанговых скважинных насосов с ОАО АНК «Башнефть» / В.У. Ямалиев, С.Н. Ленков // Нефтегазовое дело. 2015. Т. 13, №1. С. 81-85.
3. Ямалиев, В.У. Тепловизионный контроль технического состояния УЭЦН / В.У. Ямалиев, М.Д. Гилязова, А.С. Дулов // Нефтегазовое дело. 2015. №3. С. 271-281.
4. Ямалиев, В.У. Устройство для оценки технического состояния установок электроцентробежных насосов в процессе эксплуатации / В.У. Ямалиев, Т.Р. Салахов, С.С. Шубин – Патент на изобретение RU №2525094. - 04.05.2013.
5. Ямалиев, В.У. Применение элементов теории детерминированного хаоса к решению задач технического диагностирования УЭЦН / В.У. Ямалиев, Т.Р. Салахов, С.С. Шубин // Нефтегазовое дело. 2014. №4. С. 174-191.
6. Ямалиев, В.У. Методы диагностирования станков-качалок / В.У. Ямалиев, Л.К. Ардаширов // Нефтегазовое дело. 2013. №4. С. 364-373.
7. Ямалиев, В.У. Диагностирование бурового и нефтепромыслового оборудования. Учебное пособие / В.У. Ямалиев, И.Е. Ишемгузин. – Уфа: УГНТУ, 2000. 83 с.
8. Yamaliev, V.U. Perspectives for designing fluid cleaners (from patent documentation) / V.U. Yamaliev, I.E. Ishemguzhin, L.P. Gorshunova // Chemical and petroleum Engineering. 1991. Vol. 27. Issue 9. P. 501-505.
9. Мирзаджанзаде, А.Х. Этюды о моделировании сложных систем нефтедобычи. Нелинейность. Неравномерность. Неоднородность / А.Х. Мирзаджанзаде, М.М. Хасанов, Р.Н. Бахтизин. – Уфа: ГИЛЕМ, 1999. 462 с.
10. Мирзаджанзаде, А.Х. Динамические процессы в нефтегазодобыче / А.Х. Мирзаджанзаде, А.Х. Шахвердиев. – М.: Наука, 1997. 256 с.
11. Ямалиев, В.У. Оценка технического состояния установок электроцентробежных насосов в процессе эксплуатации методом нейросетевой классификации / В.У. Ямалиев, Т.Р. Салахов, С.С. Шубин // Нефтегазовое дело. 2013. № 11-4. С. 102-109.
12. Salakhov, T.R. A field-proven methodology for real-time drill bit condition assessment and drilling performance optimization / T.R. Salakhov, V.U. Yamaliev, V. Dubinsky. – SPE Russian Oil and Gas Technical Conference and Exhibition 2008. P. 281-288.
13. Залаяев, М.Ф. О необходимости учета вибрации при конструировании элементов буровой колонны / М.Ф. Залаяев, В.У. Ямалиев, Е.М. Абакаева, А.Н. Авренин // Химическое и нефтяное машиностроение. 2016. № 9. С. 45-48.
14. Ямалиев, В.У. Оптимизация системы диагностирования динамического оборудования на установках комплексной подготовки газа / В.У. Ямалиев, Р.Р. Гареев // Газовая промышленность. 2012. № 12 (683). С. 91-93.
15. Карякин, А.Ю. Испытательный стенд для вибрационной диагностики подшипников качения в условиях производства / А.Ю. Карякин, Р.Р. Гареев, В.У. Ямалиев, А.А. Мацибора // Газовая промышленность. 2014. № 3 (703). С. 89-92.

DIAGNOSING THE STATE OF THE CHAIN DRIVE ON THE BASIS OF VIBRO SIGNALS STATISTICAL ANALYSIS

© 2017 S.N. Lenkov, V.U. Yamaliyev

Ufa State Oil Technical University

In article the application of Hurst rate for the analysis of vibrosignals temporary ranks of the chain drive at various tension of a traction chain and use as a traction chain the roller and gear chains that will allow to estimate a possibility of transition from system of the plan precautionary repair to the actual assessment of a state of the chain drive in the course of his operation is discussed. Schedules of Hurst rate change from a tension traction (gear and roller) chains are made. The borders of technical state zones of the chain drive allowing to diagnose the equipment state according to the analysis of temporary ranks of vibrosignals in real time are certain.

Key words: chain drive, rod borehole pump, stand, vibration diagnostics, gear chain, roller chain, time series, Hurst rate

Stanislav Lenkov, Post-graduate Student.
E-mail: lenkov_stas@mail.ru
Vil Yamaliyev, Doctor of Technical Sciences,
Professor at the Department of "Technological
Machines and Equipment"