

Если неравенство (11) не выполняется, то адаптер выдает соответствующее воздействие на блок настройки БН, который осуществляет подстройку привода исполнительного механизма центрирующего устройства.

Проведенные исследования показали, что перекося роликкоопор конвейера в вертикальной плоскости может вызвать значительные боковые отклонения ленты. Для их устранения необходимо применить центрирующие устройства, которые изменяют наклон роликов в вертикальной плоскости. Эффективность работы этих устройств может быть обеспечена применением индивидуальных электроприводов с адаптивной подстройкой в функции от отклонения текущего значения показателя качества от требуемого значения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яхонтов Ю. А. Боковой сход грузовой ветви ленты / Ю. А. Яхонтов // Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1974. – Вып. 1. – С. 102–122.
2. Бибииков П. Я. Новые конструкции центрирующих роликкоопор / П. Я. Бибииков, В. В. Губин, Е. В. Захаров [и др.] // Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1984. – Вып. 9. – С. 32–36.
3. Покушалов М. П. Анализ работы центрирующих устройств на ленточных конвейерах / М. П. Покушалов // Транспорт на горных предприятиях: сб. научн. тр. / МГИ. – М.: Недра, 1971. – С. 102–107.
4. А.с. 2465661 Франция, МКИ В 65 G 15/64. Устройство для центрирования ленты конвейера / Dispositif pour le centrage de courroies / Fobbro Dino (Франция). – № 8020082; заявл. 18.09.80; опубл. 27.03.81, Бюл. №10. –3 с.

УДК [622.673.1: 681.514.54]

Канд. техн. наук В.В. Лопатін
(ІГТМ НАН України)

РЕЗУЛЬТАТИ ВИПРОБУВАНЬ РЕДУКТОРІВ СВЕРДЛОВИНОЇ ШТАНГОВОЇ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ РОЗРОБЛЕНОЮ МОБІЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ КОНТРОЛЮ

Приведены результаты исследований при ремонтных испытаниях в условиях Бориславской ЦБПО редукторов скважинной штанговой насосной установки (СШНУ) с помощью разработанной мобильной системы контроля и разработанной «Методики оценки технического состояния после ремонта и прогнозирование ресурса редукторов СШНУ в процессе эксплуатации скважины с помощью вибродиагностики» утвержденной Ивано-Франковским национальным техническим университетом нефти и газа и согласованной НГПУ «Бориславнефтегаз».

TEST RESULTS REDUKTOR WELL BEAM PUMPING DEVELOPED OF MOBILE SYSTEM OF CONTROL

The results of studies in the maintenance trials in Borislav CPBA gear downhole sucker rod pumping unit (DSRP) using a mobile control system designed and developed, "Methodologies for the estimation of technical condition after the repair and forecasting resource DSRP gears during operation vibration monitoring wells using" approved by the Ivano-Frankivsk national Technical University of Oil and Gas and coordinated OG production management " Borislav Oil and Gas."

На цей час свердловинна штангова насосна установка (СШНУ) охоплює понад 65% діючого фонду свердловин в Україні, а редуктор є найбільш нестійким елементом СШНУ (приблизно 1/3 відмовлень). Більша частина СШНУ експлуатується понад нормативний термін, мають місце численні відмови і аварії, кількість яких постійно зростає. Тому велике значення під час контролю МСК стану зубчатих пар редуктору СШНУ має процедура порівняння поточного

спектру віброшвидкості із спектром вібросигналу, зареєстрованого в попередньому замірі, який був виконаний на справному редукторі. Складністю в нормуванні рівня вібрації зубозачеплення є те, що в редукторі не повністю реєструється вихідний вібросигнал, який виникає в процесі зубозачеплення, а тільки його частина, яка змогла передатися по складних шляхах всередині редуктора до давача. Параметри цього шляху в редукторах різного типу різні. Досі були відсутні прилади, які вимірювали фактичні рівні вібрації у редукторах СШНУ, було невідомо, які інформативні характеристики необхідно залучати для контролю редукторів СШНУ МСК та не було розроблено структурно-слідчу схему контролю експлуатаційних дефектів зубчастого зачеплення редуктора СШНУ, не було визначено оптимальний рівень віброшвидкості, згідно з яким можна зробити висновок про проведення якісного ремонту. Тому в ІГТМ НАН України спільно з Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу (ІФНТУНГ) ведуться роботи по створенню мобільної системи контролю (МСК) [1-3].

В умовах Бориславської ЦБВО проведені діагностичні обстеження за допомогою розробленої МСК певної кількості редукторів СШНУ та визначено оптимальний рівень віброшвидкості, згідно якого можна зробити висновок про проведення якісного ремонту. Наші дослідження вібраційних процесів у редукторах за допомогою розробленої МСК показали, що з появою несправності міняється структура сигналу давача МСК, тобто міняється співвідношення між його компонентами або з'являються нові (рис. 1). На рис. 1 спектри для нового і зношеного редуктора приведено на одному графіку. Для нового редуктора максимум не досить чітко виражений і має невелику амплітуду, на відміну від зношеного. Привертає увагу деяка «розмитість» максимуму по смузі частот 76.2...80.1Гц. Слід зауважити, що для асинхронних двигунів, які використовуються в приводі СШНУ, частота обертання слабо залежить від навантаження на валу.

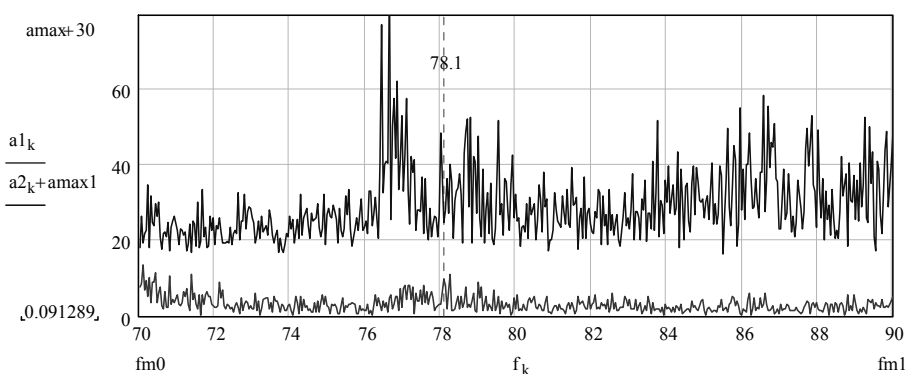


Рис. 1 - Спектри вібросигналів для нового і зношеного редукторів СШНУ типу R-55 на частоті зубозачеплення.

З досліджень з'ясовано, що періодична послідовність імпульсів, які впливають із частотою сполучення зубів, модульованих по фазі й амплітуді на тлі шуму в МСК, мають у загальному виді спектр

$$S(f) = \sum_{k=1}^p \times a_k \delta(f - kf_0) + \sum_{l=1}^q \times a_l \delta(f - lf_0) + \sum_{k=1}^p \times \sum_{l=1}^q \times a_{kl} \delta[f - (lf \pm kf_0)] + S_{ш}(f), \quad (1)$$

де $\sum_{k=1}^p \times a_k \delta(f - kf_0)$ - спектр низькочастотного процесу із частотами, кратними оборотній частоті f_0 , $\sum_{l=1}^q \times a_l \delta(f - lf_0)$ спектр високочастотного процесу із частотами, кратними зубцевої частоті f_z , $\sum_{k=1}^p \times \sum_{l=1}^q \times a_{kl} \delta[f - (lf_z \pm kf_0)]$ - спектр комбінаційних частот $lf_z \pm kf_0$, спектр шумового компонента.

Визначено, що стирання (абразивне зношування) контактуючих поверхонь (рис. 2) супроводжується ростом шумового компонента $S_u(f)$, збільшенням амплітуд гармонійного ряду lf_z .



Рис. 2 - Стирання (абразивне зношування) контактуючих поверхонь.

З досліджень з'ясовано, що виламування (локальне зношування) контактуючих поверхонь (рис. 3) супроводжується появленням періодичних сплесків вібросигналу, що модулюють основний процес $\sum_{k=1}^p \times a_k \delta(f - kf_0)$.



Рис. 3 - Виламування (локальне зношування) контактуючих поверхонь.

З аналізу проведених досліджень визначено, що періодичне влучення раковин (рис. 4) у зону контакту при обертовому русі зубчатих коліс приводить до появи в спектрі сигналу комбінаційних частот $(lf_z \pm kf_0)$ в околиці основних частот. Ріст числа викидів при збільшенні їхніх амплітуд, викликаних розвитком даного дефекту редуктора, приводить до збільшення глибини амплітудної модуляції при незмінності амплітуд основних частот.



Рис. 4 - Раковина в зоні контакту контактуючих поверхонь.

На підставі досліджень та аналізу з'ясовано, що розвиток тріщини в зубчастому колесі редуктора (рис. 5) подібно по своєму прояві в спектрі сигналу з розвитком викрашування (сигналу комбінаційних частот $(lf_z \pm kf_0)$), але швидкість розвитку значно вище.



Рис. 5 - Розвиток тріщини в зубчастому колесі редуктора.

Визначено, що задир (заїдання) контактуючих поверхонь редуктора (рис. 6) приводить до появи викидів у вібраційному сигналі, до появи фазової модуляції на основних частотах порушення lf_z . З розвитком задир в спектрі сигналу спостерігається падіння амплітуд основних частот lf_z при одночасному рості амплітуд комбінаційних частот $(lf_z \pm kf_0)$.



Рис.6 - Задир (заїдання) контактуючих поверхонь редуктора.

Таким чином, для контролю редукторів СШНУ МСК необхідно залучати наступні інформативні характеристики: величини амплітуд основних частот lf_z , амплітуди комбінаційних частот $(lf_z \pm kf_0)$, шумову компоненту $S_{ш}(f)$, що перевищують деяке граничне значення, глибину амплітудної й фазової модуляції, спектр, що обгинає, форму одномірного закону розподілу.

З виконаних теоретико-експериментальних досліджень та встановлених основних закономірностей витікає така загальна структурно-слідча схема контролю експлуатаційних дефектів зубчастого зачеплення редуктора СШНУ (рис. 7).

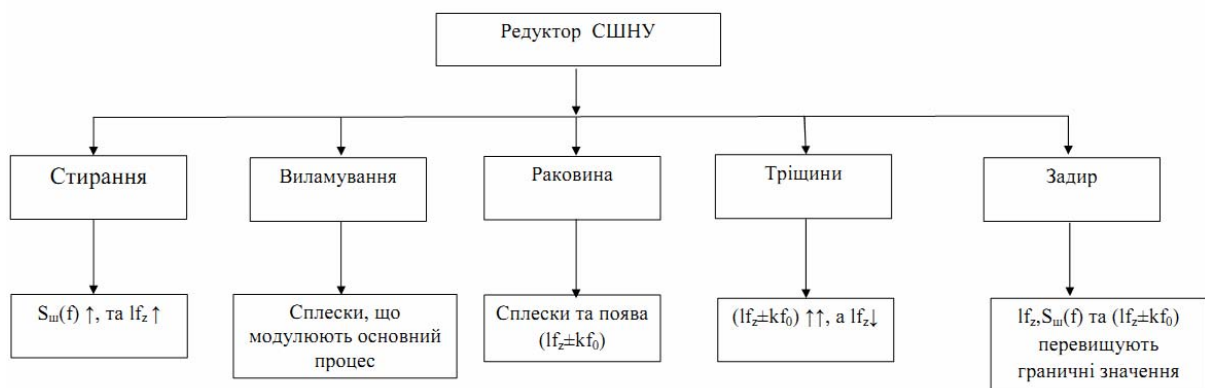


Рис.7 - Загальна структурно-слідча схема контролю експлуатаційних дефектів зубчастого зачеплення редуктора СШНУ.

Допустимі рівні вібрації, які рекомендуються діючими стандартами, не можуть використовуватися для редукторів СШНУ. Як з'ясували проведені діагностичні обстеження новими приладами, яких раніше не було, фактичні рівні вібрації значно перевищують безпечний рівень. Тому за допомогою цих приладів (МСК) і розробленої «Методики оцінки технічного стану після ремонту та прогнозування ресурсу редукторів СШНУ в процесі експлуатації свердловини за допомогою вібродіагностування» затвердженої ІФНТУНГ та погодженої НГВУ «Бориславнафтогаз», визначені умови проведення необхідних об'ємів ремонту редукторів, оптимальний рівень віброшвидкості і конкретний перелік потребуючих заміни деталей, які піддалися: стиранню, виламванню, влученню рако-

вин, заїданню та розвитку тріщини. Згідно проведеного розрахунку за вище названою методикою співавтором якої є автор допустимий рівень віброшвидкості становить 3,1мм/с. Згідно проведених досліджень побудована крива прогнозування довговічності редукторів СШНУ (рис. 7). Отже, прогнозований ресурс роботи редукторів ШСНУ буде становити 36-38 тис. год.

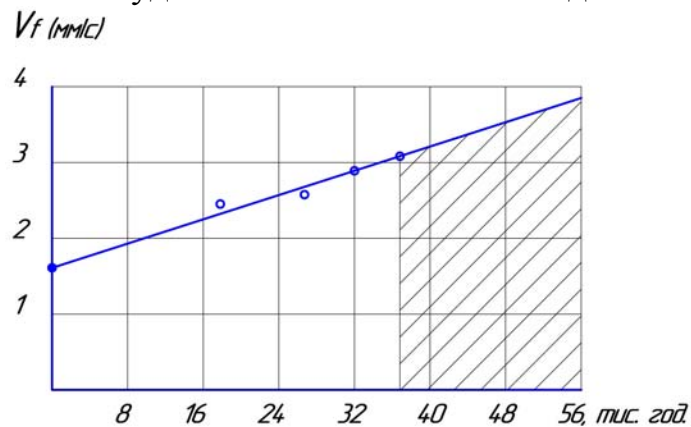


Рис. 8 - Крива прогнозування довговічності редукторів СШНУ.

Цю розробку та дослідження доцільно поширити і на інше устаткування в нафтогазовій та гірничій промисловості.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРЫ

1. Копей Б.В., Лопатін В.В., Стефанишин О.І. Мобільні вимірювальні системи в нафтогазовій та гірничій промисловості. Монографія. Івано-Франківськ, ІФНТУНГ, 2010, - 392с.
2. Лопатін В.В. Настройка мобильной измерительной системы контроля и способ ее осуществления/ В.В. Лопатін// Сучасні ресурсоенергозберігаючі технології гірничого виробництва. Науково-виробничий збірник. Випуск № 1/2011 (7) – Кременчук. - 2011, С. 76-80.
3. Kopey B.V., Lopatin V.V. Designing of express-diagnostics of dynamic state of “lifting vessel-rigid reinforcement” system. Eastern-european journal of enterprise technologies, 2 (2) 2003, p.22-24. www.cs.vu.nl.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕЖИМОВ ТОРМОЖЕНИЯ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Одержані залежності допустимих уповільнень при гальмуванні в режимі підйому вантажу для різних співвідношень довжини схилу каната, маси кінцевого вантажу і довжини струни каната з обліком і без урахування динамічних процесів в струні каната.

GROUND OF PARAMETERS OF THE MODES BRAKING MOBILE LIFTING SETTING

Dependences of possible decelerations at braking in the mode of getting up of load for different correlations of length of plumb of rope, mass of end load and length of string of rope with an account and without taking into account dynamic processes in string of rope are got

Тормозное устройство шахтной подъемной машины является важной составной частью системы управления и конечным звеном в цепи защиты подъемной установки и обеспечивает выполнение заданной диаграммы скорости и стопорение барабана во время технологических пауз (рабочее торможение), а также предохранительное торможение при возникновении аварийной ситуации.

Требования Правил безопасности [1] и Правил технической эксплуатации [2] регламентируют основные требования к режимам торможения, выполнить которые можно только при правильном выборе параметров и соответственной наладке тормозного привода и его системы управления.

Основные нормативные требования к тормозной системе и режимам торможения вертикальных подъемных установок:

- время холостого хода тормоза (время с момента разрыва цепи защиты до появления усилия в исполнительном органе тормоза) t_{xx} для гидропружинного привода не должно превышать 0,3 с.
- время срабатывания тормоза (время с момента разрыва цепи защиты до возникновения тормозного усилия, равного по величине статическому) $t_{ср\text{аб}}$ не должно превышать 0,8 с.
- коэффициент статической надежности тормоза или кратность тормозного усилия (отношение тормозных моментов, создаваемых как предохранительным, так и рабочим тормозом, к максимальному статическому моменту нагрузки) $\gamma = M_T / M_{ст.маx}$ должен быть не менее трех.
- при подъеме расчетного груза замедление при торможении a_n не должно превышать $5 м/с^2$.
- при спуске расчетного груза замедление при торможении a_c должно быть не менее $1.5 м/с^2$.

В состав подъемной установки АСППУ-6,3 входит аварийно-спасательная клеть с полной массой $Q = 2880$ кг. Для подъемной машины применен гидропружинный радиальный колодочный привод тормоза, который создает затор-