

Трибухин В.А., канд. техн. наук., **Мельничук А.С.**, аспирант, **Демченко А.В.**,
Гончаров П.Н., аспирант (НИИГМ им. М.М. Федорова)

ПРИЧИНЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВИБРАЦИЙ ЭЛЕМЕНТОВ МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ БАШЕННОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ И ПУТИ ИХ УСТРАНЕНИЯ

В роботі досліджені причини виникнення вібрації елементів багатоканатної підйимальної установки баштового розташування та шляхи їх усунення.

В работе исследованы причины возникновения вибраций элементов многоканатной подъемной установки башенного расположения и пути их устранения.

In the work investigated the reasons of the appearance of the vibration of the multi-rope hoisting unit elements of the tower location and ways of their removing.

КС: *многоканатная подъемная установка, вибрация, башенное расположение, виброизоляция, режим резонанса, радиус навивки, частота вибрации, распределение нагрузок.*

Проблема и связь ее с научными и практическими задачами. Проектом модернизации угольной подъемной установки шахты им. Героев Космоса ПАО «ДТЭК «Павлоградуголь» предусматривается замена подъемной машины ЦШ-5х4 на машину более высокого технического уровня того же типоразмера ЦШ-5х4 Д, а также скипов, головных и уравнивающих канатов.

Силами шахты планомерно произведена замена головных канатов $\varnothing 46,5$ мм на канаты $\varnothing 50,5$ мм, уравнивающих канатов – $\varnothing 52,0$ на $54,5$ мм. Были заменены скипы грузоподъемностью 28,5 тонн на скипы с большей грузоподъемностью (35 тонн).

После замены блока четырех отклоняющих шкивов на отклоняющий шкив барабанного типа отмечены повышенные вибрации струн головных канатов на участке между отклоняющим и приводным шкивами, а также перекрытия копра на отметке расположения отклоняющего шкива.

Вибрации роторных машин наиболее часто возникают по причине дисбаланса вращающихся частей.

Многоканатная подъемная машина представляет собой континуальную систему с сосредоточенными массами, соединенными упругими весомыми связями с распределенными параметрами. Такая система имеет широкий спектр собственных частот и под действием внешних возмущений и динамических явлений в переходных режимах склонна к колебаниям и вибрациям.

При башенном расположении многоканатной машины частоты собственных колебаний перекрытий копра могут совпадать с вынужденными колебаниями в звеньях подъемной машины, что вызывает резонансные явления и вибрации перекрытий.

Для установления причин вибраций и разработки мероприятий по их снижению был выполнен анализ частотных характеристик перекрытий копра и звеньев подъемной машины.

Целью данной работы является определение причин возникновения повышенных вибраций струн головных канатов и перекрытия копра, измерение величин вибраций и оценка степени их опасности, а также разработка рекомендаций по устранению или снижению вибраций.

Изложение основного материала. Для установления причин вибраций перекрытия копра на отметке расположения отклоняющего шкива (+71м) и струн головных канатов на участке между отклоняющим и приводным шкивами было проведено комплексное обследование угольной подъемной установки ЦШ5х4. Программой комплексного обследования были предусмотрены:

- проверка распределения нагрузки между головными канатами, проверка радиусов навивки приводного и отклоняющего шкивов, длин канатов;

-
- изучение технической и эксплуатационной документации с целью анализа условий эксплуатации подъемной машины ЦШ 5х4;
 - оценка частотных характеристик элементов копра и подъемной установки ЦШ 5х4;
 - измерение общего уровня и частотного спектра вибраций подшипниковых опор подъемной машины ЦШ 5х4 и отклоняющего шкива;
 - измерение общего уровня и частотного спектра вибраций элементов перекрытий башенного копра на отметках, где установлены подъемная машина и отклоняющий шкив;
 - измерение спектра частот колебаний струн канатов между канатоведущим и отклоняющим шкивами;
 - исследование зависимости частоты и амплитуды колебаний элементов перекрытий башенного копра на отметке, где установлен отклоняющий шкив, от скорости вращения отклоняющего шкива (скорости движения подъемной установки).
 - мониторинг общего уровня и частотного спектра вибрации на элементах машины и перекрытий башенного копра с целью оценки их изменения во времени.
 - анализ результатов исследований, определение причин возникновения вибрационных явлений, установление возможности и обоснование способов их устранения или снижения;
 - оценка степени опасности вибрации при эксплуатации подъемного комплекса.

Степень опасности влияния вибраций на эксплуатацию подъемного комплекса определялась путем сравнения фактических величин вибраций с допустимыми нормативными значениями.

В соответствии с п. 14.13. ОНТП 5-86 [1] специальные требования к заданиям и помещениям подъемных машин (кроме предусмотренных соответствующими главами СНиП) по уровню шума и вибрации не предъявляются.

Различают санитарно-гигиеническое и техническое нормирование уровня вибраций.

Санитарно-гигиеническое нормирование вибраций регламентирует параметры производственной вибрации и правила работы с виброопасными механизмами и оборудованием (ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования», СН 2.2.4/2.1.8.566-96 «Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий») [2, 3].

Санитарные нормы указывают, что весьма опасными являются колебания рабочих мест, имеющие частоту, резонансную с колебаниями отдельных органов или частей тела человека. Для стоящего на вибрирующей поверхности человека есть 2 резонансных пика на частотах (5-12) Гц и (17-25) Гц, для сидящего – на частотах (4-6) Гц.

В случае, если к колебаниям промышленного здания не предъявляются требования, определяемые санитарными нормами или технологией производственных процессов, то, помимо требований по ограничению колебаний по несущей способности, должны предъявляться требования по ограничению динамических прогибов. В табл.1 даны рекомендации по ограничению динамического прогиба конструкций перекрытий промышленных зданий в соответствии с п.4.5. РД 34.21.306-96 [4].

При оценке прочности и выносливости колебания конструкций можно считать безопасными, если наибольшее динамическое перемещение балки, перекрытий и других конструкций, совершающих колебания, связанные с изгибом, не превышает $1/50000$ длины пролета (за вычетом перемещения ее опор). В этом случае при проверке несущей способности конструкции можно не учитывать динамических нагрузок. Аналогично, если по результатам измерений выяснилось, что для колонн и стен здания, а также стоек площадок и этажерок разность горизонтальных динамических перемещений нижнего и верхнего концов колонны (стены, стойки) в пределах этажа не превышает $1/50000$ высоты этажа, динамические нагрузки можно не учитывать при проверке несущей способности этих конструкций. При этом колебания измеряются в той точке конструкции, где их амплитуда наибольшая, и при таком режиме источника вибрации, при котором возбуждаются наиболее интенсивные колебания этой конструкции.

Таблица 1.

Амплитуды колебаний конструкций перекрытия, соответствующие предельно допустимому прогибу

Частота, Гц	Амплитуда, мм	Частота, Гц	Амплитуда, мм
1	10	10	0,1
2	2,5	15	0,067
3	1,111	20	0,05
4	0,625	25	0,04
5	0,4	50	0,02
6	0,278	75	0,013
8	0,156	100	0,01

Примечание. Для промежуточных значений частоты колебаний амплитуды определяются по формулам: $A = 10/n^2$ — для частот колебаний от 1 до 10 Гц вкл.; $A = 1/n$ — для частот колебаний св. 10 до 100 Гц вкл, где A — амплитуда колебаний конструкции от нормальной нагрузки, мм; n — частота вынужденных колебаний, Гц.

Общие условия и порядок определения и оценки вибрационного состояния на основе измерений, выполняемых на статорных элементах машин, устанавливает ГОСТ ИСО 10816-1-97 [5]. Настоящий стандарт распространяется на вибрацию, создаваемую самой машиной, и не распространяется на вибрацию, передаваемую извне, согласно которому машины разделяются на 4 класса в зависимости от мощности. Подъемная машина ЦШ-5х4 может быть отнесена к классу 3 (мощность от 300 кВт до 10 мВт). В каждом классе машин в зависимости от уровня вибраций различают четыре зоны: зона А – новые машины; зона В – машины, пригодные к дальнейшей эксплуатации без ограничения сроков; зона С – машины, требующие ремонта; зона D – машины, уровни вибрации которых опасны для эксплуатации. Для 3 класса машин зоне А соответствует среднеквадратическое значение виброскорости до 1,8 мм/с, зоне В – от 1,8 до 4,5 мм/с, зоне С – от 4,5 до 11,5 мм/с и зоне D – более 11,5 мм/с.

В соответствии с программой обследования выполнены измерения ряда силовых и геометрических параметров. Произведен контроль распределения нагрузки между головными канатами, разности радиусов навивки и длин головных канатов, величин радиальных биений ручьев футеровки приводного и отклоняющего шкивов.

Разность натяжений головных канатов измерялась волновым методом с использованием прибора «Волна» в соответствии с «Руководством по контролю и регулировке распределения нагрузки между головными канатами многоканатных подъемных установок» (РТМ 07.01.015-82) [7]. Разность радиусов навивки канатов определялась методом «меток». Радиальные биения ручьев навивки канатов измерялись индикатором часового типа.

Измеренные параметры не выходили за пределы расчетных и нормативных значений. Отклонение радиуса навивки ручья №4 от среднего значения равнялось предельно допустимой величине. Была произведена проточка ручья №4 навивки каната на приводном шкиве, а также проточка ручьев отклоняющего шкива с целью снижения величины радиальных биений. Данные мероприятия не позволили устранить вибрации, но их уровень несколько снизился за счет снижения амплитуды вынужденных колебаний после уменьшения радиальных биений ручьев приводного и отклоняющего шкивов.

Дополнительно с применением комплекта аппаратуры ПСОКПУ производилась регистрация в режиме реального времени следующих параметров:

- скорости движения одного из головных канатов;
- скорости движения отклоняющего шкива;
- колебаний струны канатов на участке между канатоведущим и отклоняющим шкивами;
- колебаний перекрытия копра на отметке установки отклоняющего шкива +71м.

Для регистрации скорости применялись цифровые и генераторные датчики скорости. Колебания струн канатов регистрировались электромагнитными датчиками скорости, вибрации перекрытия и подшипниковых опор шкива – с помощью акселерометра.

В качестве иллюстрации на рис. 1 представлена тахограмма рабочего полуцикла подъема,

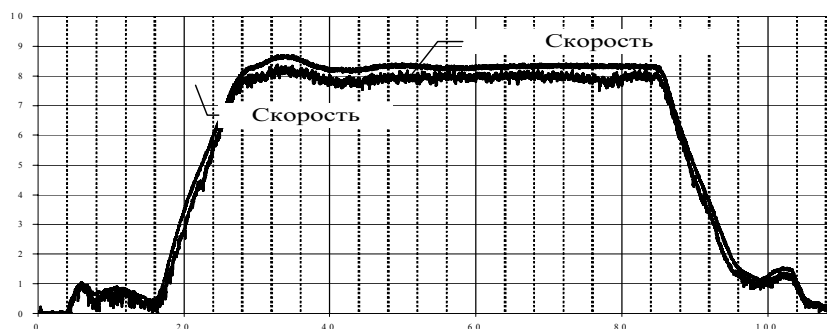


Рис. 1. Тахограмма подъема угольной ПУ

на которой отображены скорости движения одного из канатов и отклоняющего шкива. Частых резких перепадов разности скоростей шкива и каната не наблюдалось, что указывает на отсутствие частых пробуксовок канатов. Следовательно, вибрации канатов не обусловлены их пробуксовкой по отклоняющему шкиву из-за большой

разницы в радиусах навивки.

Следующим этапом в исследовании возникновения причин вибрации был анализ частотных характеристик и уровня вибрации.

С целью определения уровней и частотных спектров вибраций элементов подъемной установки и перекрытий башенного копра на отметках, где установлены подъемная машина и отклоняющий шкив, был выполнен ряд измерений. Измерения общего уровня и частотного спектра вибраций выполнялись с помощью анализатора спектра вибрации типа 795М с использованием пьезоэлектрического вибропреобразователя ДН-3-М1 в диапазоне частот от 2 до 40 Гц.

Измерения вибрации подшипниковых опор и перекрытий башенного копра производились согласно ГОСТ ИСО 10816-1-97 [5] и РД 03-422-01 «Методические указания по ведению экспертных обследований шахтных подъемных установок» [7].

Результаты измерений общего уровня вибрации представлены в табл. 3. Частотные спектры вибрации перекрытия башенного копра, подшипниковых опор отклоняющего и канатопроводящего шкивов в вертикальном направлении представлены на рис. 2-4.

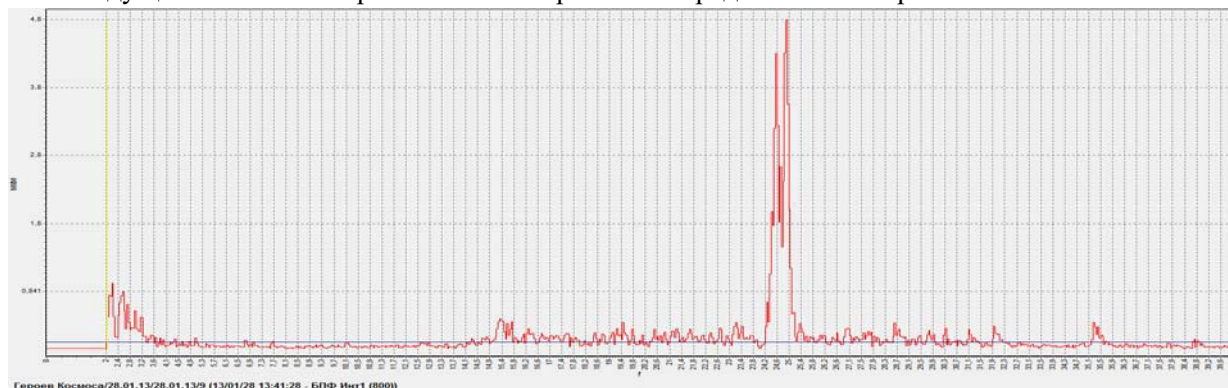


Рис. 2. Частотный спектр вибрации перекрытия башенного копра в вертикальном направлении

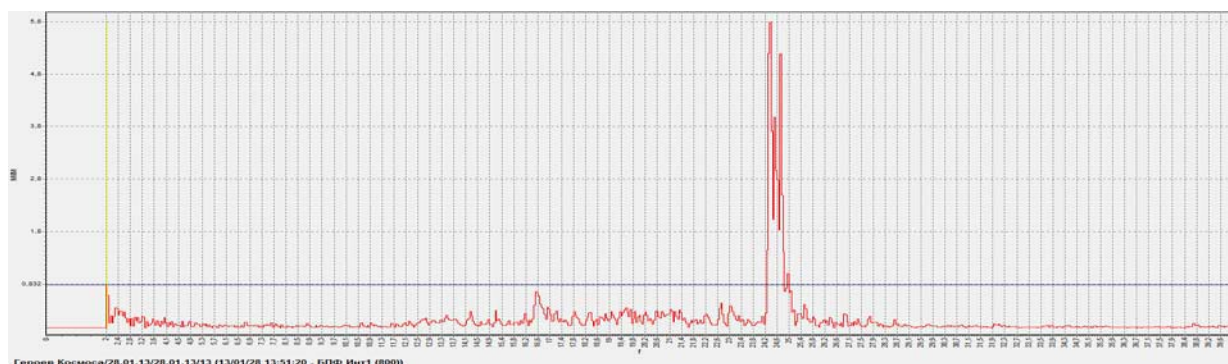


Рис. 3. Частотный спектр вибрации подшипниковой опоры отклоняющего шкива в вертикальном направлении

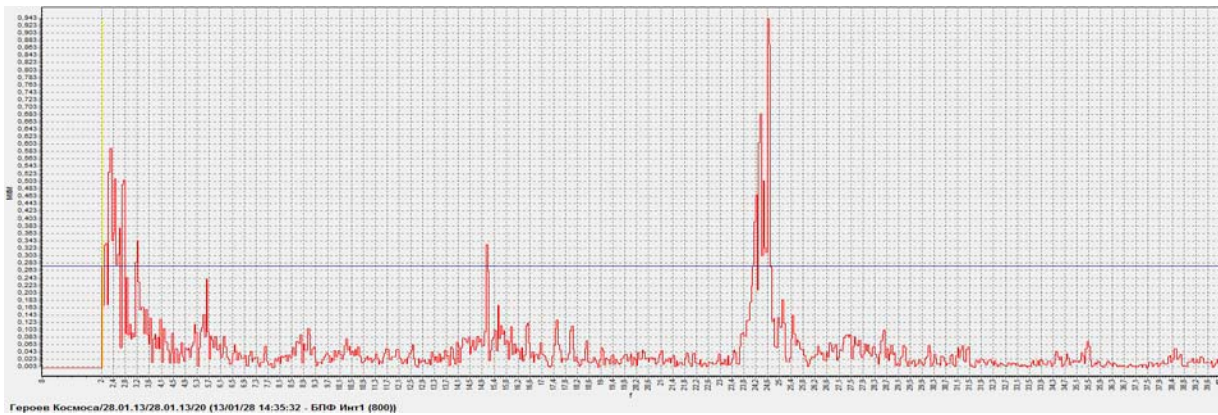


Рис. 4. Частотный спектр вибрации подшипниковой опоры канатоведущего шкива в вертикальном направлении

В результате спектрального анализа установлено, что в спектре частот (рис. 2) виброперемещения несущих балок перекрытия копра на отметке расположения отклоняющего шкива (+71 м) наибольшей величины достигают составляющие в диапазоне 24,2 – 25,2 Гц. На частотных спектрах вибрации подшипниковых опор канатоведущего и отклоняющего шкивов также присутствуют гармонические составляющие в таком же диапазоне (24,2 – 25,2 Гц).

Собственные поперечные колебания струн головных канатов на участке между приводным и отклоняющим шкивами при неподвижной машине имеют форму искаженной синусоиды (рис. 5).

В спектре частот каждого из четырех головных канатов значительно выше среднего уровня выделяются две гармонические составляющие: для канатов №1, №3 и №4 - 6,25 Гц и 14,06 Гц, для каната №2 – 7,25 Гц и 14,06 Гц. На рис. 6 представлен

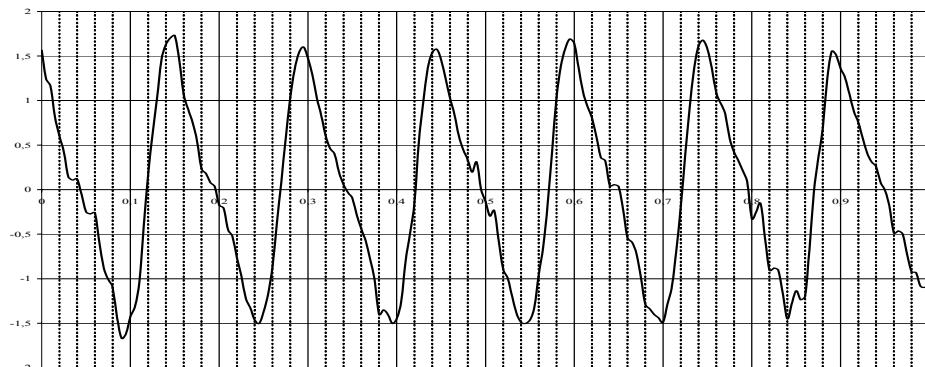


Рис. 5. Характер собственных колебаний каната №1 угольной ПУ

частотный спектр собственных колебаний каната №4.

Отличие спектра каната №2 объясняется большей величиной его натяжения за счет разницы длин канатов, что подтверждается измерениями, произведенными волновым методом. Из спектрограммы (рис. 6) видно, что частоты собственных колебаний струн канатов при неподвижной машине существенно отличаются от частоты собственных колебаний перекрытия копра.

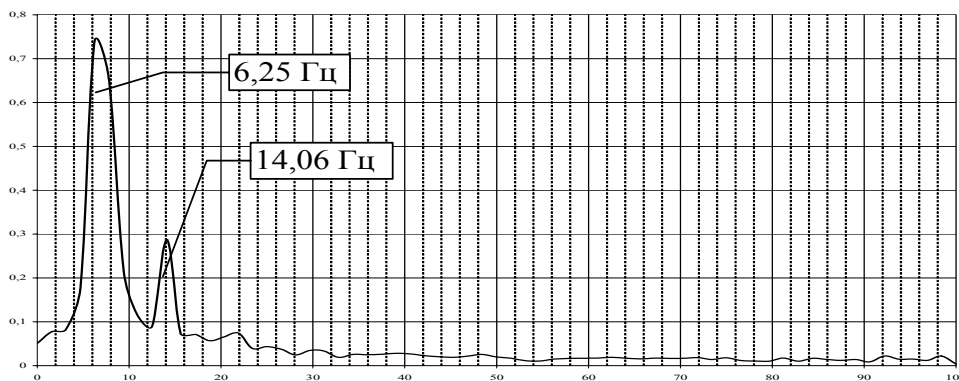


Рис.6. Спектр собственных колебаний каната №4 угольной ПУ

Результаты мониторинга общего уровня вибраций

№	Место установки датчика вибрации	Направление измерения вибрации, виброперемещение, СКЗ (первый цикл измерений)			Направление измерения вибрации, виброперемещение, СКЗ (второй цикл измерений)			Направление измерения вибрации, виброперемещение, СКЗ (третий цикл измерений)		
		верт.	гориз.	осевое	верт.	гориз.	осевое	верт.	гориз.	осевое
1	Подшипниковая опора №1 отклоняющего шкива	6,33 мкм 0,946 мм/с	2,17 мкм 0,408 мм/с	5,61 мкм 0,498 мм/с	8,45 мкм 1,266 мм/с	4,49 мкм 0,596 мм/с	4,92 мкм 0,487 мм/с	4,47 мкм 0,3644 мм/с	1,55 мкм 0,1792 мм/с	3,86 мкм 0,3438 мм/с
2	Подшипниковая опора №2 отклоняющего шкива	11,17 мкм 0,751 мм/с	2,73 мкм 0,408 мм/с	3,51 мкм 0,305 мм/с	13,06 мкм 1,974 мм/с	2,48 мкм 0,251 мм/с	4,82 мкм 0,465 мм/с	2,39 мкм 0,2535 мм/с	2,08 мкм 0,1331 мм/с	5,78 мкм 0,5623 мм/с
3	Перекрытие башенного копра	7,28 мкм 1,109 мм/с	-	-	12,13 мкм 1,835 мм/с	-	-	3,43 мкм 0,3272 мм/с	-	-

При движении машины частотный спектр поперечных колебаний струн канатов существенно изменяется. По мере роста скорости движения канатов в спектрах появляются вынужденные гармонические составляющие, обусловленные влиянием радиальных биений ручьев, шага свивки каната, трансформацией продольных колебаний усилий в поперечные. При скорости движения 8 м/с наибольшую амплитуду имеет спектральная составляющая 24,41 Гц (рис. 7), обусловленная влиянием шага свивки каната. Эта частота практически совпадает с собственной частотой колебаний перекрытия копра на отм. +71м. Совпадение частот приводит к резонансу и вибрациям перекрытия копра. Характер вибраций подтверждает это предположение. На рис. 8 представлены графики скорости движения подъемной машины и колебаний перекрытия копра на отметке +71 м.

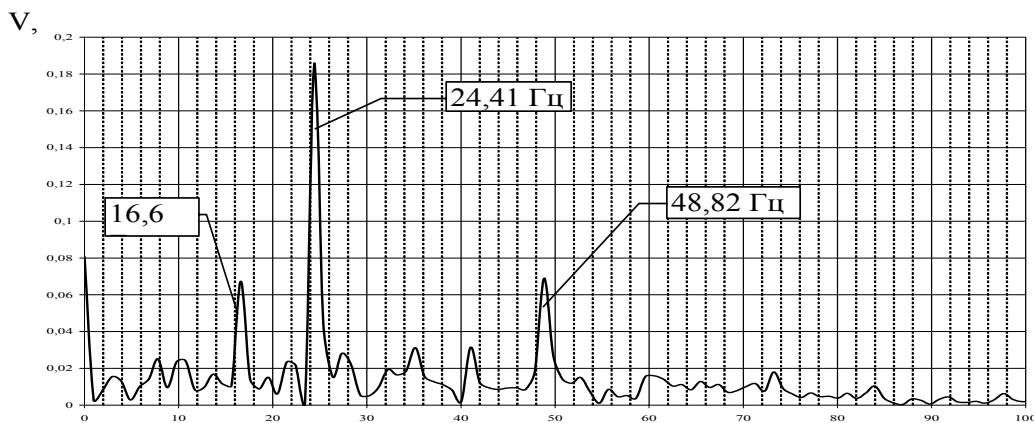


Рис. 7. Спектр колебаний каната при скорости ПМ 8 м/с

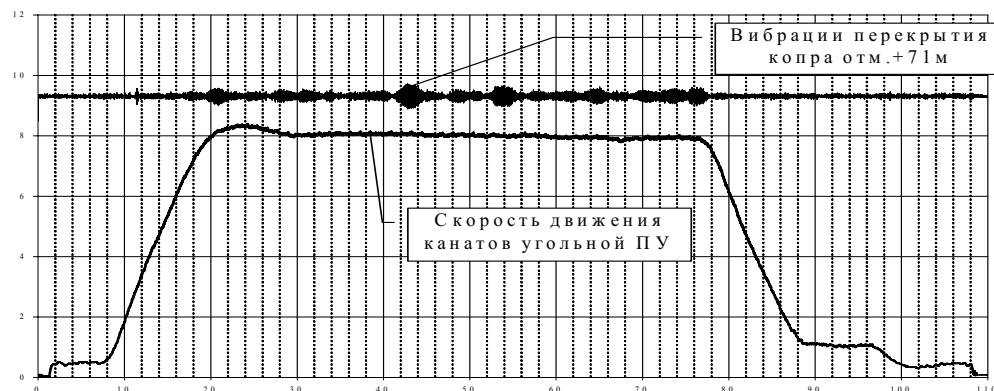


Рис. 8. Графики скорости движения подъемной машины и колебаний перекрытия копра на отметке +71 м

На рис. 9 представлены осциллограммы скорости движения подъемной машины и колебаний перекрытия копра на отм.+71 м. При скорости движения до 1 м/с вибрации перекрытия копра практически отсутствуют. На максимальной скорости вибрации перекрытия максимальны.

Анализ спектра колебаний (рис. 9) показывает, что при малой скорости движения машины (1 м/с) вынужденные колебания струн канатов практически отсутствуют. В спектре выделяются только собственные частоты, которые существенно отличаются от собственных частот колебания перекрытия. При этом вибрации перекрытия копра и корпусов подшипников отклоняющего шкива незначительные. На максимальной скорости возникают вынужденные колебания, обусловленные шагом свивки канатов. Их частота f рассчитывается по формуле $f=V/h$, где V – скорость движения каната, h – шаг свивки каната. При $V=8$ м/с, $h=0,33$ м, $f=24,24$ Гц, что близко к значению, полученному экспериментально.

Амплитуда вибраций непостоянна по величине. Поскольку частоты вынужденных колебаний канатов и собственных колебаний перекрытия близки, вибрации наблюдаются в форме биений (рис. 8).

Таким образом, анализ результатов исследований показал, что причиной вибраций перекрытия копра на отм.+71 м являются резонансные явления, обусловленные близостью первого тона собственной частоты колебаний перекрытия копра (рис 2) и частоты вынужденных колебаний струн канатов, обусловленных влиянием шага их свивки.

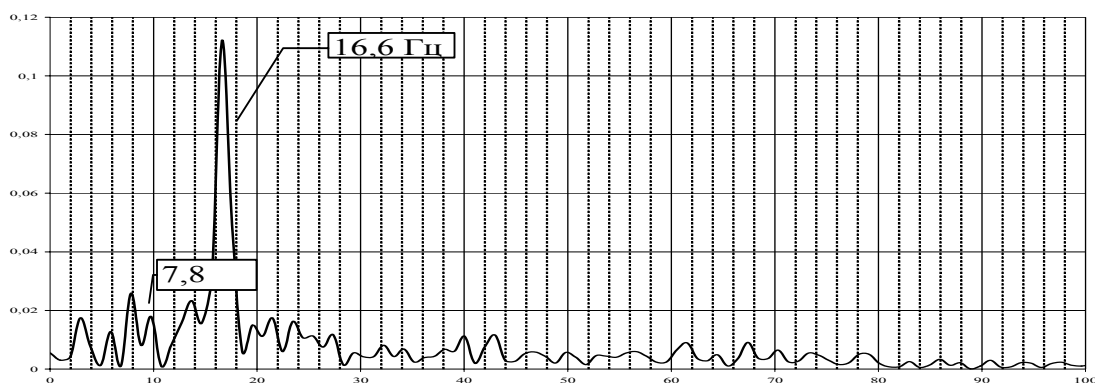


Рис. 9. Частотный спектр колебаний струны каната между приводным и отклоняющим шкивами при скорости ПМ 1 м/с

Отметим, что условия для проявления отмеченных резонансных явлений возникли вследствие изменения частотных характеристик навесной системы подъемной машины после замены типоразмера головных и уравнивающих канатов, увеличения концевой нагрузки, замены блока отдельных отклоняющих шкивов, футерованных полипластиком ПП-45, отклоняющим шкивом барабанного типа, футерованным более жесткой и твердой футеровкой «Бекопласт».

В соответствии с установленными причинами возникновения вибраций эффективными в данных условиях могут быть следующие методы снижения вибраций:

- снижение уровня вибраций посредством снижения вынуждающих сил (устранение радиальных биений ручьев навивки канатов на приводном и отклоняющем шкивах, выравнивание распределения нагрузки между головными канатами);
- вибропоглощение – снижение вибрации путем усиления в конструкции процессов внутреннего трения, рассеивающих виброэнергию в результате необратимого преобразования ее в теплоту. Этот метод может быть реализован применением футеровки отклоняющего шкива, обладающей соответствующими физико-механическими свойствами;
- виброизоляция – установка между источником вибрации и опорными балками перекрытия копра упругодемпфирующего звена – виброизолятора – с малым коэффициентом передачи. Этот способ может быть реализован либо применением виброизоляционных

подложек под бруски футеровки «Бекопласт» на шкиве, либо установкой виброизоляционных прокладок под корпуса подшипников отклоняющего шкива;

- отстройка от режима резонанса путем рационального изменения жесткости балок перекрытия копра и др.

В ходе проведения комплексного обследования проводился мониторинг общего уровня вибрации, результаты которого представлены в табл. 3. Измерения производились периодически на протяжении трех недель.

Первый цикл измерений был произведен после регулировки распределения нагрузки между канатами и устранения радиальных биений ручьев футеровки приводного и отклоняющего шкивов. Среднеквадратическое значение (СКЗ) общего уровня вибраций не превышало нормативных требований.

Во втором цикле измерений отмечены сверхнормативные вибрации подшипниковой опоры отклоняющего шкива и перекрытия копра на отметке +71 м. Рост общего уровня вибраций объясняется тем, что за период между измерениями (10 дней) радиальные биения ручьев снова увеличились.

Третий цикл измерений был произведен после замены футеровки отклоняющего шкива типа «Бекопласт» на футеровку шкива типа ПП-45. Футеровка «Бекопласт» по своим свойствам существенно отличается от ПП-45.

Футеровка «Бекопласт» допускает давление на поверхности 450 Н/см^2 и имеет твердость по Шору 61...67, коэффициент трения в паре со стальной поверхностью 0,11.

Эксплуатационные характеристики футеровки ПП-45:

- предел текучести при растяжении, МПа (кгс/см²) – не менее 19,2 (192);
- твердость (по Шору) – не менее 30;
- коэффициент трения со стальной поверхностью – не менее 0,25.

Таким образом, ПП-45 примерно в два раза мягче и за счет этого обладает большими вибропоглощающими и вибродемпфирующими свойствами.

За счет этого общий уровень вибрации перекрытия в вертикальной плоскости уменьшился в среднем не менее чем в 3 раза.

После установки футеровки ПП-45 общий уровень вибраций подшипниковых опор отклоняющего шкива и перекрытий башенного копра не превышал установленных норм (ГОСТ ИСО 10816-1-97 [5], РД 03-422-01 [7]).

Отмечавшиеся ранее резонансные вибрационные явления были устранены. Вибрационное состояние элементов башенного копра и подъемной установки с отклоняющим шкивом барабанного типа соответствует существующим нормативным требованиям.

Выводы. В результате комплексного обследования угольной подъемной установки шахты им. Героев космоса, проведенного специалистами ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова» с целью выявления причин вибрации канатов и перекрытия копра на отметке расположения отклоняющего шкива (+71 м), выполнен анализ конкретных условий эксплуатации машины ЦШ5х4, определены амплитудные и частотные характеристики вибраций, звеньев подъемной машины, перекрытий башенного копра.

В результате проверки радиусов навивки и натяжений головных канатов, сравнения скоростей движения канатов и поверхности ручьев навивки канатов установлено, что распределение нагрузки между головными канатами соответствует установленным требованиям, частых пробуксовок канатов по отклоняющему шкиву не наблюдается, и эти факторы не могут являться причиной отмеченных вибраций.

Установлено, что оборотная частота вибраций отклоняющего шкива (приблизительно 1 Гц) далека от частоты вибраций перекрытия башенного копра на отметке +71 м (24-25 Гц). Следовательно, причиной вибраций не являются дисбаланс отклоняющего шкива, а также геометрические отклонения осей приводного и отклоняющего шкивов.

В спектрах собственных колебаний струн головных канатов значительно выше среднего уровня выделяются гармонические составляющие 6,25-7,25 Гц и 14,06 Гц.

В спектрах вынужденных колебаний струн головных канатов на скорости движения 8 м/с наибольшую амплитуду имеет спектральная составляющая 24,41 Гц, обусловленная влиянием шага свивки каната.

Эта частота близка к собственной частоте колебаний перекрытия копра на отм. +71м (рис. 2). Близость этих частот приводит к резонансу и вибрациям перекрытия копра.

Неполное совпадение собственной частоты первого тона колебаний перекрытия и вынужденных колебаний струн головных канатов на максимальной скорости движения машины – 8 м/с приводит к совпадению этих частот, амплитуда вибраций непостоянна, изменяется с частотой биений канатов, что подтверждается экспериментальными данными.

Установлено, что уровень вибраций перекрытия копра на отм. +71м возрос после замены блока отклоняющих шкивов, футерованных полипластиком ПП-45 шкивом барабанного типа, футерованным футеровкой «Бекопласт», а также замены типоразмера головных канатов и навески более тяжелых скипов. В результате замены канатов и сосудов изменились частотные характеристики звеньев машины, а замена пластичной футеровки ПП-45 на более жесткую «Бекопласт» явилась причиной уменьшения диссипации и снижения способности вибропоглощения.

Результаты мониторинга общего уровня вибрации показывают, что после установки футеровки ПП-45 на шкив барабанного типа общий уровень вибраций уменьшился не менее чем в три раза (табл. 3), и в настоящее время уровни вибрации не превышают установленных норм.

Представленные методы снижения вибрации являются наиболее эффективными. Первые два метода уже проверены в условиях шахты и реализованы.

Произведена проточка ручьев канатоведущего и отклоняющего ручьев, произведен контроль и выравнивание распределения нагрузок между канатами. В результате уровень вибраций уменьшился.

Произведена замена футеровки «Бекопласт» на футеровку ПП-45.

Метод виброизоляции может быть эффективным, если будут найдены конструктивные решения по установке резиновых виброизоляторов или других, например, композитных материалов.

Метод отстройки от режима резонанса путем изменения жесткости балок перекрытия копра может быть реализован путем усиления жесткости балок приваркой дополнительных листов стали.

Литература

1. Общесоюзные нормы технологического проектирования шахтных подъемных установок: ОНТП 5-86. – М., 1986.
2. Вибрационная безопасность. Общие требования: ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. –М.: Стандартинформ, 2006.
3. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий: СН 2.2.4/2.1.8.566-96. – М., 1997.
4. Методические указания по обследованию динамического состояния строительных конструкций сооружений и фундаментов оборудования энергопредприятий: РД 34.21.306-96. – Утв. Департаментом науки и техники РАО "ЕЭС России" 24.06.96. – М., 1996.
5. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях: ГОСТ ИСО 10816-1-97. Часть 1. Общие требования. – Минск: Изд-во Межгосуд. совета по метрологии и стандартизации, 1997.
6. Руководство по контролю и регулировке распределения нагрузки между головными канатами многоканатных подъемных установок: РТМ 07.01.015-82. – Донецк: ВНИИГМ им. М.М.Федорова, 1982.
7. Методические указания по ведению экспертных обследований шахтных подъемных установок: РД 03-422-01 / Госгортехнадзор России. – М., 2001.
8. Бежок В.Р. Шахтный подъем / В.Р.Бежок, В.И.Дворников, И.Г.Манец, В.А.Пристром. – Донецк: «Юго-Восток, ЛТД», 2007. – 624 с.
9. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. – Донецк: «Донеччина», 2009. – 672 с.

*Статья рекомендована к публикации
канд. техн. наук Яценко В.А.*