

УДК 622.233.6

В.А. ГРОМАДСКИЙ, аспирант, ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ СТАНКА ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ, ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАДШТАНГОВОГО АМОРТИЗАТОРА БУРОВОГО СТАВА

Приведены результаты аналитических и экспериментальных исследований, и обоснование параметров амортизатора продольных колебаний (АПК) бурового става станка СБШ-250, приведен рациональный конструктивный вариант упругих элементов этого амортизатора, даны его характеристики

Проблема и ее связь с практическими задачами. Станки шарошечного бурения со шпиндельным вращателем и канатно-полиспастным подающим механизмом (ВПМ) широко распространены при открытой добыче рудных месторождений. Существенной проблемой этих машин являются значительная продольная и поперечная вибрация бурового става и выходы из строя конструктивных элементов станка, а также превышение санитарно-гигиенических норм вибрации рабочего места оператора.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] показано, что наибольшую эффективность дает размещение надштангового амортизатора продольных колебаний – АПК между станком и буровым ставом. Однако в данной работе рассмотрено техническое решение гидравлического надштангового амортизатора для станков с патронной схемой ВПМ. Такой амортизатор не пригоден для применения на станках со шпиндельным, канатно-полиспастным ВПМ. При этом следует иметь в виду, что у станков шарошечного бурения со шпиндельным вращателем и канатно-полиспастным механизмом подачи бурового става такими амортизаторами де-факто являются канаты 4-х полиспастов напора и подъема присоединенных к вращателю параллельно.

В работе [2] в результате проведенных исследований показано, что на станках со шпиндельным, канатно-полиспастным (ВПМ) при забурировании и некоторых других режимах возникает интенсивные продольные колебания вращателя и станка шарошечного бурения. Причиной этого является резонансная вибрация подвески вращателя на упругодемпфирующих тросовых оттяжках полиспастов подачи и подъема бурового става, возбуждаемая ударными импульсами забой – долото и твердосплавными штырями шарошек долота. Поскольку полиспасти подачи и подъема штанги предварительно натянуты, то подвеска вращателя с буровым ставом постоянно подпружинена с двух сторон канатами полиспастов и имеет различные собственные частоты колебаний в зависимости от количества штанг в буровом ставе. Так, например, подвеска вращателя станка УСБШ-250А с 1-й тяжелой штангой Ø219 мм и длиной 8 м имеет собственную частоту колебаний $f_{рез.с}=8,8$ Гц, с 2-мя свинченными штангами – $f_{рез.с}=7,7$ Гц, с 3-мя штангами – $f_{рез.с}=6,9$ Гц. В работе было указано перспективное направление для гашения продольных колебаний бурового става – применение тросовых надштанговых АПК, устанавливаемых последовательно с напорными полиспастами.

Постановка задачи. Обоснование и выбор параметров демпферов - амортизаторов АПК, обеспечивающих эффективное гашение продольных колебаний вращателя и бурового става.

Методика исследований. Обоснование рациональных параметров осуществлялось на основании аналитических расчетов коэффициентов жесткости полиспастной подвески вращателя соединенного с буровым ставом, а также для этой подвески снабженной амортизатором для гашения продольных колебаний - АПК бурового става, сравнения их с требуемой жесткостью. Рациональная величина жесткости выбирается по условию минимальной вибрации бурового станка.

Лабораторные исследования АПК осуществлялись с определением коэффициента жесткости и коэффициента поглощения энергии колебаний. Коэффициент жесткости c_{cm} АПК представляет собой отношение некоторого приращения нагрузки - ΔF_i , действующей на амортизатор, к соответствующему приращению деформации - Δz_i , определенными экспериментально, Н/м

$$c_{cmi} = \Delta F_i / \Delta z_i . \quad (1)$$

Коэффициент поглощения определяется отношением рассеянной энергии - ΔW_i в материале амортизатора к энергии его деформации - W_i при нагрузке - разгрузке

$$\psi_{cmi} = \frac{\Delta W_i}{W_i} . \quad (2)$$

Упругие элементы АПК испытывались на машинах – прессах УМ-5 и ГМС-20. Результаты обрабатывались при помощи программ MathCad и SolidWorks с построением графиков c_i и ψ_i .

Изложение материала и результаты. При определении требуемого коэффициента жесткости упругих элементов надштангового АПК ориентируемся на то, что у станков шарошечного бурения со шпиндельным вращателем и канатно-полиспастным механизмом подачи бурового става такими элементами изначально являются канаты напора и подъема. Представим их в виде упругих элементов 8 и 9, рис.1. Последовательно с упругими элементами канатов напора 8 присоединяем дополнительные упругие элементы 12 АПК.

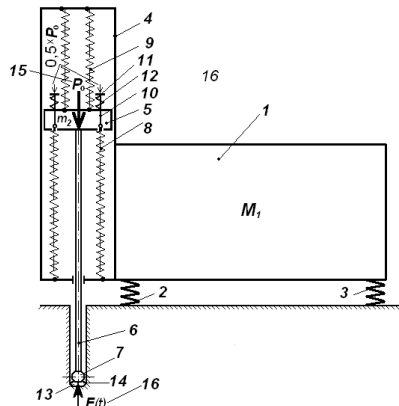


Рис. 1. Конструктивная модель к исследованию продольных колебаний бурового става станка СБШ-250: 1 - общая масса M_1 бурового станка; 2 - упругие связи породы под башмаками передних горизонтирующих домкратов; 3 - упругие связи породы под башмаком заднего горизонтирующего домкрата; 4 - мачта станка; 5 - суммарная масса вращателя и бурового става ($m_2 = m_{ep} + m_{bc}$); 6 - буровой став; 7 - долото; 8 - упругие связи напорных канатов; 9 - упругие связи канатов подъема; 10 - тяги амортизатора продольных колебаний - АПК; 11 - опорная крышка АПК; 12 - упругие элементы АПК; 13 - призабойная зона скважины; 14 - породоразрушающие штыри; 15 P_o - осевое усилие, прикладываемое к буровому ставу; 16 - $F(t)$ динамическая сила, генерируемая долотом в призабойной зоне

деляется выражением [2]

Суммарный коэффициент жесткости канатов и АПК – k_3 , при котором вибрация станка будет минимальной, опре-

$$k_3 = \frac{k_2(m_{uu} + m_3)\omega^2}{k_2 - (m_{uu} + m_3)\omega^2}, \quad (3)$$

где k_2 - жесткость бурового става при сжатии, Н/м; m_{uu} - масса буровой штанги, кг; m_3 - масса буровой штанги с массой долота ($m_{uu} + m_d$), кг; ω - минимальная частота вращения долота, 1/с, для СБШ-250 при минимальном числе оборотов $n_{min}=18$ об/мин такая круговая частота $\omega=18/60=0,3$, 1/с.

Зададимся параметрами стандартной тяжелой штанги станка СБШ-250:

$k_2 = N/\Delta l$, где N – осевое усилие сжатия штанги (принимая 60 кН); Δl – деформация при длине штанги $l=8$ м под действием принятого усилия. Деформацию Δl рассчитываем из формулы закона Гука $\Delta l = N \cdot l / E \cdot F_{uu}$, м. Здесь $E \cdot F_{uu}$ жесткость штанги при сжатии, где E – модуль Юнга для буровой штанги из стали 45 ($E = 200$ ГПа); F_{uu} – площадь поперечного сечения трубчатой штанги, у которой $D_{нар.} = \varnothing 215$ мм, $d_{вн} = \varnothing 212$ мм; $m_{uu}=1750$ кг; $m_3 = m_{uu} + m_d = 1750 + 41,5 = 1792$ кг, где $m_d = 41,5$ кг - масса долота.

Тогда

$$F_{uu} = \pi D^2/4 - \pi d^2/4 = 3,14 \cdot (0,25^2 - 0,12^2) = 0,0238 \text{ м}^2;$$

$$\Delta l = 60 \cdot 10^3 \cdot 8 / 200 \cdot 10^9 \cdot 0,0238 = 100,84 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$k_2 = 60 \cdot 10^3 / 100,84 \cdot 10^{-6} = 60 \cdot 10^9 / 100,84 = 595001983,3 \text{ Н/м};$$

С учетом этого требуемое значение коэффициента жесткости АПК:

$$k_3 = 595001983,3 \cdot (1750 + 1792) \cdot 0,3^2 / 595001983,3 - (1750 + 1792) \cdot 0,3^2 \approx 4,3 \cdot 10^3 \text{ кН/м}.$$

Определим жесткостные параметры канатно-полиспастной подвески вращателя штатного варианта станка СБШ-250МНА-32 и УСБШ-250А без дополнительных упругих элементов 12 АПК. При расчетах, жесткость полиспастного подвеса определяется по формуле [3]

$$c = \frac{E_k \cdot F_k \cdot z}{l}, \quad (4)$$

где E_k - модуль продольной упругости каната, Па; F_k - площадь поперечного сечения проволок каната, м²; z - количество ветвей (кратность) полиспаста; l – общая длина каната полиспастного подвеса, м.

Основываясь на расчетных формулах [4], выполним определение жесткости полиспастного подвеса. Для этого вначале определим модуль упругости каната полиспаста. Так как на станке СБШ-250 мы имеем канат 29-Г-1-0-1570 ГОСТ 7668-80 - это означает, что он односторонней (простой) свивки, поэтому для расчета его жесткости мы будем использовать упрощенную формулу расчета, согласно источнику [3].

$$E_k = E \cdot \cos^4 \varphi, \text{ кН} / \text{м}^2, \quad (5)$$

где E - модуль упругости проволоки; φ - средняя величина угла наклона оси проволоки к оси каната (угол свивки), $\varphi = 12^\circ$ [4].

Так как на станках шарошечного бурения с вращателями шпиндельного типа применяется четырехкратные полиспасты, нам необходимо произвести расчет общей жесткости верхнего и нижнего полиспастов. Из этого следует, что жесткость полиспастов верхнего и нижнего (В/Н) равна

$$C_{В/Н} = \frac{E_k \cdot F_k \cdot 4}{l_{В/Н}}, \text{ кН} / \text{м}; \quad (6)$$

При этом взаимодействие верхнего и нижнего полиспастов представляет собой параллельное соединение упругих связей каждого из них (по схеме рис. 2.25 [6]), т.е. необходимо определить сумму жесткостей верхнего и нижнего полиспастов.

Общая жесткость полиспастного подвеса

$$\sum C = 2 \cdot C_B + 2 \cdot C_H, \text{ кН} / \text{м}. \quad (7)$$

Таким образом, модуль упругости каната полиспастной системы СБШ-250 равен

$$E_k = 196 \cdot 10^9 \cdot 0,507 = 99,372 \cdot 10^6, \text{ кН} / \text{м}^2.$$

Из этого следует, что жесткость полиспастов равна:
верхнего

$$C_B = \frac{99,372 \cdot 10^9 \cdot 325,42 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{43,8} = 2953,2, \text{ кН} / \text{м};$$

нижнего

$$C_H = \frac{99,372 \cdot 10^9 \cdot 325,42 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{25,6} = 5052,8, \text{ кН} / \text{м}.$$

Суммарная жесткость полиспастного подвеса по формуле (7)

$$\sum C = c_{полисп} = 2 \cdot 2953,2 + 2 \cdot 5052,8 = 16 \cdot 10^3, \text{ кН} / \text{м}.$$

Как видно из результатов расчета жесткость канатной подвески $c_{полисп} = 16 \cdot 10^3$ кН/м, что практически в четыре раза превосходит требуемую величину АПК $k_3 = 4,3 \cdot 10^3$ кН/м. Для получения требуемой жесткости подвеса $\sum C$ к полиспастам станка присоединим дополнительные упругие связи I_2 (АПК), рис.1, последовательно с напорными канатами 8 полиспастной системы, рис. 1, исходя из условия

$$k_3 \geq C_{экр}, \quad (8)$$

где $C_{экр}$ – эквивалентная жесткость подвеса с дополнительными упругими элементами АПК.



Рис.2. Кассета АПК до приработки

Рис.3. Кассета АПК после приработки

Выбор параметров и лабораторные исследования АПК выполнены на основании выполненных расчетов требуемой величины k_3 . Перед проведением лабораторных исследований АПК осуществлено предварительное обжатие (приработка) канатных вставок (кассет) при этом упругие элементы кассет приобрели новую форму - изогнулись и «раздулись», рис. 2 и 3.

В процессе деформаций канатные вставки упрутся во внутреннюю стенку цилиндрических стаканов, в которых размещаются кассеты АПК. Это свойство распора о внутреннюю стенку цилиндрических корпусов кассет создает повышенную нагрузочную способность АПК. Увеличение жесткости при увеличении деформации и усилия сжатия упругих элементов.

Техническое решение бурового станка с амортизатором продольных колебаний для гашения продольных колебаний – АПК бурового става, снабженного четырьмя кассетами по типу кассет, рис. 3, защищено патентом Украины №67282 [5].

График изменения коэффициента жесткости 1 шт. кассеты АПК в зависимости от усилия сжатия приведен на рис. 4. Из графика видно, что жесткость АПК до усилия сжатия 4 кН растет линейно. Это объясняется тем, что при начальном сжатии приработанной кассеты изогнутые проволоки канатных вставок свободно изгибаются, не упираясь во внутреннюю стенку стакана (прототипа корпуса АПК), в который при исследованиях на машине УМ-5 вставлялся кассета.

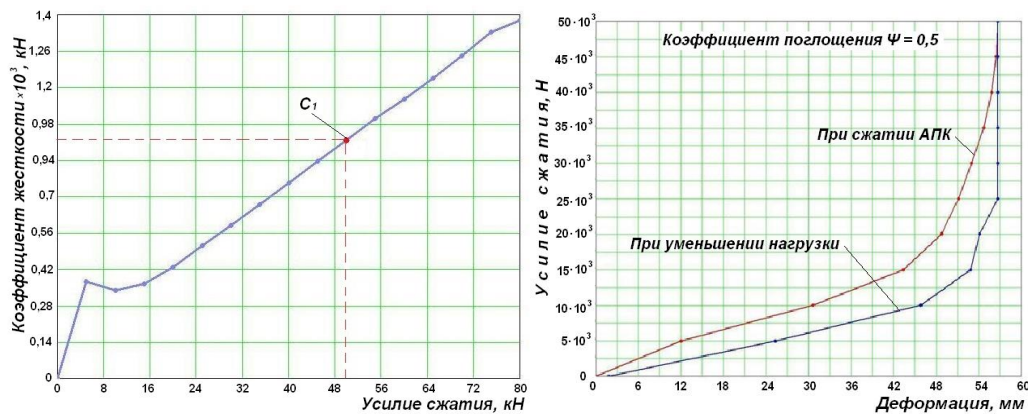


Рис. 4. Зависимость коэффициента жесткости 1 шт. кассеты АПК от усилия сжатия

Затем наблюдается отрезок небольшого уменьшения жесткости кассеты АПК при усилиях сжатия от 4 до 10 кН. Это свидетельствует о том, что канатные вставки кассеты, продолжая «раздуваться» заполняют внутренний объем корпуса без больших усилий упора в его стенку.

При усилиях сжатия от 10 до 80 кН жесткость практически линейно возрастает от 300 до 1400 кН/м. Это происходит за счет упора изогнутых упругих тросовых элементов во внутреннюю стенку корпуса АПК.

При усилие сжатия 50 кН коэффициент жесткости с 1 шт. кассетой АПК равен 917 кН/м (точка C_1 на рис.4). Всего на станке СБШ-250 параллельно устанавливается 4 шт. кассеты АПК, суммарная жесткость которых составит $C_{АПК} = 917 \cdot 4 = 3668$ кН/м. При этом суммарное усилие подачи на буровой став можно передать $50 \cdot 4 = 200$ кН. Это среднее рабочее усилие подачи, с которым бурят станками СБШ-250 на карьерах Криворожского железорудного бассейна.

Если одну кассетную вставку АПК нагрузить усилием 80 кН, то для 4-х кассет суммарное усилие подачи на буровой став составит $80 \cdot 4 = 320$ кН. Следовательно, в этом случае механизм подачи бурового става с АПК способен передать усилие больше максимального значения 300 кН по технической характеристике СБШ-250. При усилие 320 кН жесткость АПК составит $C_{АПК} = 4383,6$ кН/м.

Определим общую (эквивалентную) жесткость полиспадов вращателя вместе с АПК при усилиях подачи 200 и 320 кН. Такой подвес представляет собой смешанное параллельно-последовательное соединение упругих элементов (по схеме рис. 2г [6]).

В этом случае величина эквивалентной жесткости $C_{эkv}$ определяется формулой [6]

$$C_{эkv} = 1 / (1 / C_{АПК} + 1 / C_{полис}) \quad (9)$$

где $C_{АПК}$ - общая жесткость 4-х шт. кассет АПК с упругими канатными вставками (типа Канат 14,5-Г-1-Ж-Л-О-Р-1370 ГОСТ 7669-80 диаметром 14,5 мм, длиной 180 мм в количестве 14 шт.); $C_{полис}$ - общая жесткость полиспадного подвеса штатного варианта станка СБШ-250.

Тогда эквивалентная жесткость $C_{эkv}$ полиспадного подвеса с четырьмя кассетами АПК при усилие подачи бурового става 200 кН по формуле (9) равна, кН/м

$$C_{эkv} = 1 / (1 / 3572) + (1 / 16012) = 2920,5$$

эквивалентная жесткость $C'_{эkv}$ полиспадного подвеса с 4-мя кассетами АПК при усилие подачи бурового става 320 кН

$$C'_{эkv} = 1 / (1 / 4383,6) + (1 / 16012) = 3441,4.$$

Таким образом условие (8), при котором $k_3 = 4,3 \cdot 10^3$ кН/м $\geq C_{эkv} = (2,9-3,4) \cdot 10^3$ кН/м, выполняется для любых усилий подачи бурового става в пределах рабочей характеристики станка СБШ-250.

Однако, по поводу предполагаемой эффективности надштангового амортизатора при обеспечении расчетной величины k_3 в работе [2] сказано весьма не определенно: «...при достигнутой жесткости вибрация станка будет минимальной (теоретически равной нулю...)». Поэтому необходимо выполнить детальные теоретические и экспериментальные исследования фактического снижения вибрации станка снабженного амортизаторами АПК.

В результате обработки полученных опытных величин деформации на испытательной машине УМ-5 при нагрузке и разгрузке кассеты АПК построена петля гистерезиса. При помощи программ MathCad и SolidWorks определена величина коэффициента поглощения $\Psi = 0,5$,

рис.5. Это означает, что АПК будет обеспечивать значительное поглощение энергии продольных колебаний бурового става, на основании чего можно прогнозировать высокую эффективность работы АПК. Поэтому целесообразно выполнить детальные исследования эффективности АПК с учетом поглощения энергии колебаний и определить возможность и целесообразность его применения на станках СБШ-250 в условиях Криворожского железорудного бассейна.

Выводы. В результате выполненных исследований установлена теоретически требуемая жесткость подвески вращателя вместе с АПК для станка СБШ-250 $k_3 = 4,3 \cdot 10^3$ кН/м.

На буровых станках со шпиндельным, канатно-полиспастным вращательно-подающим механизмом надштанговыми амортизаторами изначально являются канаты полиспастов напора и подъема бурового става, присоединенные к вращателю параллельно, однако их жесткость $C_{полс} = 16 \cdot 10^3$ кН/м в 4 раза выше требуемой k_3 .

Разработан буровой станок, снабженный оригинальной конструкцией АПК, защищенный патентом Украины №67282.

Разработанный станок с АПК обеспечивает выполнение условия, который обеспечивает жесткость подвески вращателя в пределах $2,9-3,4 \cdot 10^3$ кН/м в диапазоне усилий подачи бурового става 200-320 кН, что меньше теоретически требуемой жесткости k_3 .

Экспериментально определен коэффициент поглощения при нагрузке – разгрузке АПК $\Psi=0,5$, при котором будет обеспечиваться значительное поглощение энергии продольных колебаний бурового става, и прогнозируется высокая эффективность работы амортизатора.

Задачами дальнейших исследований являются:

исследование разработанных АПК учетом поглощения ими энергии колебаний вместе с канатами подвески вращателя, определение ожидаемой эффективности гашения вибрации;

изготовление и промышленные испытания опытного образца бурового станка, снабженного новой конструкцией АПК по патенту Украины №67282, определение эффективности гашения вибрации.

Список литературы

1. Марсанов Ю.П., Штромвассер Р.С. Анализ методов снижения вибрации буровых шарошечных станков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. -1973. -№ 5. -С.90-96.
2. Громадский А.С., Громадский В.А., Аксенов А.В. Демпфирование продольных колебаний вращателя и бурового става станков шарошечного бурения: Материалы конф. / Міжнародна конф. «Сталій розвиток гірничо-металургійної промисловості», Кривий Ріг, Україна, 25-28 травня 2011. – КТУ, 2011. – 181 с; – С. 133.
3. Динник А.Н. Статьи по горному делу. – Углетехиздат,1957.
4. Стукаленко А.М. Влияние длины полиспастного подвеса на динамику подъема мостового крана при нормальной работе и обрыве каната. URL:http://www.nbuu.gov.ua/Articles/OSPU/opu_98_1/1_29.htm
Пат. 67282 Україна, МПК (2012.01) E21B 3/00. Буровий верстат: Пат. 67282 Україна, МПК (2012.01) E21B 3/00 / Громадський В.А. Заявник він же. – u201109254; Заявл. 25.07.2011; Опубл. 10.02.2012, Бюл. №3, 2012 р.
5. Ильинский В.С. Защита РЭА и оборудования от динамических воздействия. – М.: Радио и связь, 1982. – 296 с. Рукопись поступила в редакцию 01.04.12

УДК 622.7:622.788

Ю.Г. ГОРБАЧОВ, канд.техн. наук, доц., Г.В. ШТОРФУНОВА, аспірант,
М.М. СЛАТВІНСЬКИЙ, аспірант, ДВНЗ Криворізький національний університет

АНАЛІЗ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ОГРУДКОВУВАЧА ЧАШЕВОГО

Виконано аналіз залежності якості виходу окотишів кондиційного розміру та крупних кусків в залежності від параметрів роботи чашевого огрудковувача і стану шихти в умовах ЦГЗК.

Постановка проблеми та її зв'язок з науковим і практичним завданням. Одним із найважливіших технологічних процесів на Центральному гірничо-збагачувальному комбінаті є процес грануляції залізородних окотишів, що здійснюється на промисловому огрудковувачі. Складність промислового обладнання та неможливість проведення експериментальних досліджень для визначення необхідних параметрів технологічного процесу вимагає розробки ефективних математичних моделей та методик визначення оптимальних параметрів.

Аналіз досліджень і публікацій. Дослідженням режимів роботи чашевих огрудковувачів займалися багато відомих науковців [1-4]. Однак, в відомій літературі відсутні оптимальні режими роботи чашевих огрудковувачів, при яких вихід фракції годного класу підтримувався на рівні 90% і