

Список литературы

1. Л.И. Стороженко, В.Ф. Пенц, С.Г. Коршун Трубобетонні конструкції промислових будівель / Стороженко, Л.И. Пенц В.Ф., Коршун С.Г.: Монографія.- Полтава: ПолтНТУ, 2008.-202 с.
2. Стороженко Л.И., Ефименко В.И., Пенц В.Ф. Строительные конструкции из стальных труб, заполненных центрифугированным бетоном. – К.: “Четверта хвиля”, 2001. – 144 с.
3. Стороженко Л.И., Ефименко В.И., Плахотный П.И. Изгибаемые трубобетонные конструкции. – К.: Будівельник, 1994. – 104 с.

Рукопись поступила в редакцию 19.03.13

УДК 622.233.6

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

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЛОКАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ ОТ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК БУРОВОГО СТАВА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ВРАЩАТЕЛЯ СТАНКА ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

Впервые предложена система локальной защиты электропривода вращателя от динамических нагрузок опорно-подающего узла, которая в 4-5 раз уменьшает динамические нагрузки, действующие на электропривод.

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 вибрация и выходы из строя конструктивных элементов станка, а также превышение санитарно-гигиенических норм вибрации рабочего места оператора.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] рассмотрена конструктивная модель к исследованию продольных колебаний бурового става станка СБШ-250. Обоснована и разработкой [2] обеспечена жесткость дополнительного амортизатора продольных колебаний (АПК) - надштангового амортизатора бурового става $C_{экс} = (2,9-3,4) \cdot 10^3$ кН/м, при которой вибрация рамы станка и рабочего места машиниста минимальна и, как утверждалось в работе [3], будет практически равна нулю. Однако в результате наших последующих исследований установлено, что реально достигаемая амплитуда вибрации рамы станка $A_1 = 0,22$ мм, она далека от нуля. На серийном станке СБШ-250 $A_1 = 0,4-0,5$ мм. И главное то, чего не получили в результате своих исследований авторы работы [3], что при такой минимальной жесткости подвески вращателя резко возрастает амплитуда вращателя $A_2 = 42$ мм вместо 5 мм на штатной подвеске. Такая амплитуда недопустима, поскольку при этом значительно возрастут динамические нагрузки на электропривод вращателя.

Постановка задачи. Разработать усовершенствованную систему подвески вращателя, которая будет разделять каретки опорно-подающего узла и электродвигателя, для локальной защиты электродвигателя от вибрации и ударов, генерируемых буровым ставом. Разработать динамическую и математические модели такой системы, выполнить параметрические исследования и обосновать ее рациональные параметры, при которых амплитуды колебаний и динамические нагрузки на электропривод будут минимальными.

Изложение материала и результаты. На рис. 1 показана схема локальной системы защиты электродвигателя 1 от вибрации и ударов бурового става 14, где вместо жесткой тяги в штатном варианте станка СБШ-250 установлены упругодемпфирующие элементы дополнительного АПК 5'.

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{z}_1 + (1 + iv_1)c_1 z_1 - (1 + iv_2)c_2(z_2 - z_1) - (1 + iv_4)c_4(y_3 - y_1) &= 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + (1 + iv_2)c_2(z_2 - z_1) - (1 + iv_3)c_3(y_3 - y_2) &= F e^{i\omega t} \\ m_3 \ddot{z}_3 + (1 + iv_3)c_3(y_3 - y_2) + (1 + iv_4)c_4(y_3 - y_1) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $z_k = y_k + i \cdot x_k$ – переменная, характеризующая перемещение в продольном и поперечном направлении ($k = 1, 2, 3$), м; \ddot{z}_k – ускорение перемещения, м/с²; M_1, m_2, m_3 – массы бурового станка, опорно-подающего узла с буровым ставом и верхней каретки с приводом, соответственно, кг; c_1, c_2, c_3, c_4 – жесткости породы основания, и упругодемпфирующих элементов, Н/м; v_1, v_2, v_3, v_4 –

коэффициенты рассеивания энергии в основании и в канатах полиспастов и дополнительного АПК, соответственно; ω - круговая частота возбуждающей силы, $1/c$; $i = \sqrt{-1}$ - мнимая единица.

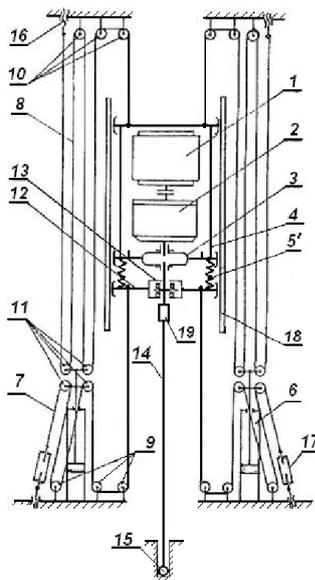


Рис. 1. Конструктивная схема системы локальной защиты электропривода вращателя от динамических нагрузок опорно-подающего узла бурового става станка СБШ-250: 1 - электродвигатель; 2 - редуктор; 3 - шинно-зубчатая муфта; 4 - верхняя каретка привода вращателя; 5' - упругодемпфирующий элемент, разделяющий нижнюю каретку опорно-подающего узла и верхнюю каретку привода; 6 - гидродомкраты подачи; 7 - напорный канат; 8 - подъемный канат; 9 - неподвижные блоки в нижнем основании мачты; 10 - неподвижные блоки в верхней части мачты; 11 - подвижные блоки; 12 - напорная траверса; 13 - опорный узел; 14 - буровой став; 15 - долото; 16 - регулировочные болты; 17 - регулировочные муфты; 18 - направляющие швеллера опорного узла и каретки привода вращателя; 19 - муфта

На рис. 2 приведена динамическая модель системы по схеме, рис. 1.

Динамическая модель, рис. 2, при воздействии гармонической силы $F e^{i\omega t}$, представленной в комплексной форме, может быть описана системой дифференциальных уравнений в комплексной форме

Комплексные амплитуды после приведения системы дифференциальных уравнений (1) к системе алгебраических уравнений в комплексной форме находятся по формулам Крамера

$$A_k = \frac{\Delta_k}{\Delta}, \quad (k = 1, 2, 3), \quad (3)$$

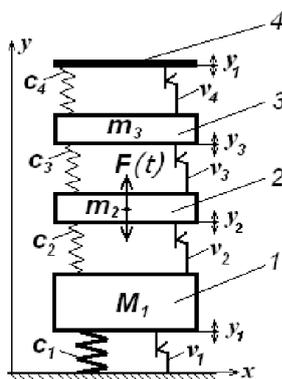


Рис. 2. Динамическая модель локальной защиты электропривода вращателя от динамических нагрузок опорно-подающего узла бурового става станка СБШ-250: 1 - буровой станок с мачтой; 2 - опорно-подающий узел буровой штанги; 3 - верхняя каретка привода вращателя с редуктором и электродвигателем; 4 - верхняя часть мачты

а итоговая формула для вычисления модуля амплитуд A_1, A_2, A_3 имеет следующий вид

$$|A_k| = \sqrt{\frac{\text{Re}^2(\Delta_k) + \text{Im}^2(\Delta_k)}{\text{Re}^2(\Delta) + \text{Im}^2(\Delta)}} \quad (k = 1, 2, 3), \quad (4)$$

где действительная и мнимая части комплексных амплитуд рассчитываются по формулам

$$\left. \begin{aligned} \text{Re}(A_k) &= \frac{\text{Re}(\Delta_k)\text{Re}(\Delta) + \text{Im}(\Delta_k)\text{Im}(\Delta)}{|\Delta|} \\ \text{Im}(A_k) &= \frac{\text{Im}(\Delta_k)\text{Re}(\Delta) - \text{Re}(\Delta_k)\text{Im}(\Delta)}{|\Delta|} \\ |\Delta| &= \sqrt{\text{Re}^2(\Delta) + \text{Im}^2(\Delta)}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Принимая во внимание, что исследуются установившиеся колебания, частные решения будем отыскивать в виде

$$z_k = A_k e^{i\omega t} \quad (k=1, 2, 3), \quad (2)$$

где A_k - комплексные амплитуды, м.

В результате решения системы уравнений (1) получены аналитические зависимости для расчета амплитуд колебаний A_1, A_2, A_3 , соответствующих колебаниям масс M_1, m_2, m_3 модели.

При разработке системы локальной защиты от динамических нагрузок бурового става двигателя вращателя станка шарошечного бурения и соответственно ее динамической модели мы ориентировались на то, что жесткости верхних и нижних полиспастов c_2 и c_4 и жесткость породы под горизонтирующими домкратами c_1 масса бурового станка вместе с мачтой M_1 , а также динамические коэффициенты рассеивания энергии в канатах v_i такие же, как и в работах [1,4]. Они определяются параметрами серийного станка СБШ-250 и принятыми параметрами породы, на которую опирается станок при работе. Таким образом, в данном исследовании нас интересует жесткость c_3 и коэффициент динамического рассеивания энергии v_3 дополнительного АПК, при которых вибрация электродвигателя 1 с редуктором 2 и кареткой 4 будет минимальна.

На рис. 3. Показано влияние жесткости c_3 на амплитуды колебаний A_1, A_2, A_3 .

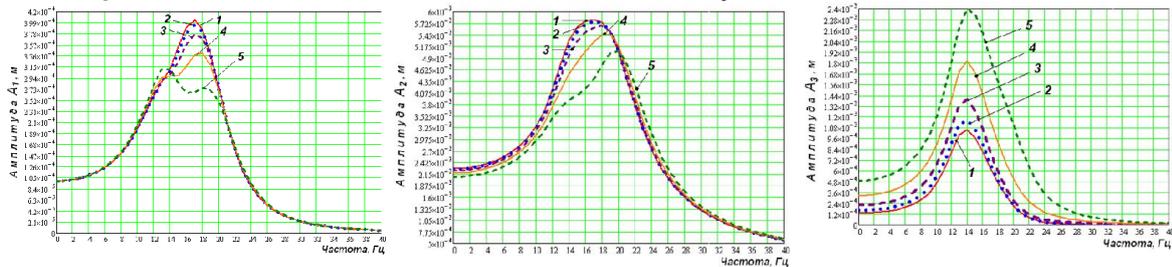


Рис. 3. Влияние жесткости c_3 на амплитуды колебаний A_1, A_2, A_3 при величине демпфирования $\nu_3=0,3$ и массе $m_2=2628$ кг: c_3 (кН/м) 1 – 300; 2 – 600; 3 – 1200; 4 – 2400; 5 – 4800

Из рис. 3 видно, что при минимальной жесткости $c_3=300$ кН/м амплитуды колебаний A_1, A_2 имеют максимальные значения соответственно 0,4 и 5,7 мм, а амплитуда A_3 - минимальную величину 1 мм. Из данного рисунка видно также, что амплитуды A_1 и A_2 на каждый шаг увеличения жесткости c_3 уменьшаются от 0,4 до 0,32 мм и от 5,8 до 5 мм соответственно. При этом амплитуды A_3 с каждым шагом уменьшения жесткости c_3 от 4800 (спектр 5) до 300 кН/м (спектр 1) уменьшаются с 2,4 до 0,99 мм. Это позволяет снизить динамические нагрузки на электропривод вращателя в 2,5-5 раз по сравнению со штатным вариантом станка СБШ-250, а это уже существенно. Таким образом, из данных результатов видно, что предложенное техническое решение системы раздельного гашения динамических нагрузок опорно-подающего узла и электропривода, рис. 1, оправдывает свое назначение. Рациональная величина жесткости c_3 должна быть в пределах 300-1200 кН/м, при которой амплитуда A_3 верхней каретки с электроприводом будет не больше 1-1,4 мм.

На рис. 4 приведено влияние демпфирования на амплитуды A_1, A_2, A_3 . При исследованиях задавались величины: $\nu_3=0,3$; $\nu_3=0,5$; $\nu_3=0,7$ и $\nu_3=0,9$. Однако для наглядности в качестве иллюстраций приводим только минимальное и максимальное значения демпфирования $\nu_3=0,3$ и $\nu_3=0,9$. Из данного рисунка видно, что при жесткости $c_3 - 300$ кН/м величина демпирования практически не влияет на амплитуду колебаний всего бурового станка A_1 . При жесткости $c_3 - 1200$ кН/м увеличение демпирования до $\nu_3=0,9$ незначительно уменьшает на 2% амплитуду A_1 от 0,38 до 0,37 мм. Аналогичная картина наблюдается и для амплитуды колебаний опорно-подающего узла A_2 , которая при жесткости $c_3 - 300$ кН/м практически одинакова 0,57 мм, а при жесткости $c_3 - 1200$ кН/м незначительно уменьшается на 5 % от 0,55 мм до 0,53 мм. Кроме того из полученных данных видно, что величина жесткости в пределах 300-1200 кН/м также мало влияет на амплитуды колебаний A_1 и A_2 .

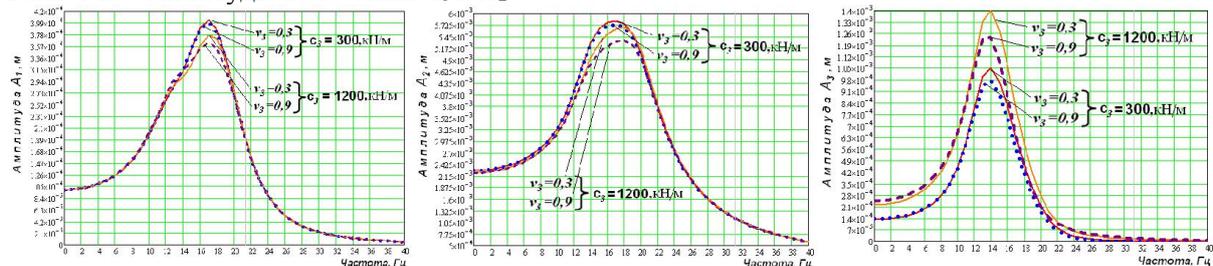


Рис. 4. Влияние демпфирования ν_3 на амплитуды колебаний A_1, A_2, A_3 при величине $m_2=2628$ кг; жесткостях $c_3 - 300$ и 1200 (кН/м), $\nu_3=0,3$ и $\nu_3=0,9$

Амплитуды колебаний A_3 верхней каретки с электродвигателем более значительно изменяются при увеличении демпирования. Так, например, при жесткости $c_3 - 1200$ кН/м они максимальны и при увеличении демпирования от $\nu_3=0,3$ до $\nu_3=0,9$ амплитуда A_3 уменьшается на 17% от 1,4 мм до 1,2 мм. При величине жесткости $c_3 - 1200$ кН/м амплитуды A_3 минимальны и при увеличении коэффициента динамического рассеивания энергии ν_3 от 0,3 до 0,9 они уменьшаются на 7% от 1,05 мм до 0,98 мм.

Следует отметить, что максимальные величины демпирования $\nu_3=0,9$ могут быть реализованы только с применением специальных демпфирующих систем, например, гидравлических, электрических или комбинированных. Применение таких систем значительно усложнит конструкцию и надежность работы. Поэтому будем ориентироваться на выбранные тросовые касеты, которые обеспечивают $\nu_3=0,3-0,5$ и минимальные амплитуды $A_3 \approx 1-1,4$ мм.

Теперь рассмотрим, как влияют провисшие, предварительно не натянутые верхние подъемные канаты (нулевая жесткость $c_4=0$) на амплитуды колебаний A_1, A_2, A_3 , рис. 5. Из рис. 5 видно, что в этом случае по сравнению с рис. 1-4 и распределением амплитуд от минимальных до максимальных происходит инверсия этих распределений.

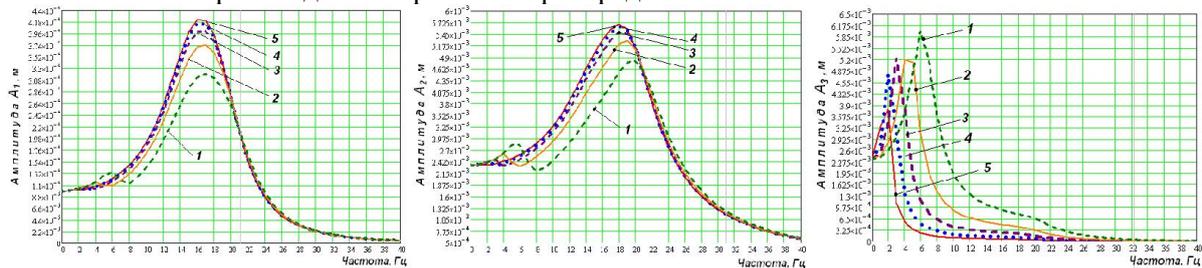


Рис. 5. Влияние нулевой жесткости $c_4=0$ на амплитуды колебаний A_1, A_2, A_3 при величине демпфирования $\nu_3=0,5$, массе $m_2=2628$ кг и различных жесткостях c_3 (кН/м): 1 - 300; 2 - 600; 3 - 1200; 4 - 2400; 5 - 4800

При минимальной жесткости $c_3=300$ кН/м амплитуды колебаний A_1, A_2 имеют минимальные значения соответственно 0,32 и 4,8 мм по сравнению с предварительно натянутыми канатами, рис. 3, когда $A_1=0,4$, а $A_2=5,7$ мм. Амплитуда же A_3 наоборот стала максимальной 6 мм по сравнению с предварительно натянутыми канатами 1 мм, т.е. возросла в 6 раз и при этом не выполняется основное назначение предлагаемой системы локальной защиты электропривода вращателя от динамических нагрузок опорно-подающего узла бурового става станка СБШ-250.

Поскольку амплитуда колебаний A_3 с провисшими верхними канатами возрастает до 5-6 мм, см. рис. 5, по сравнению с 1-2,4 мм, см. рис. 3, и вместо уменьшения динамических нагрузок электропривода будет происходить значительное в 2,5-5 раз их увеличение! Такой вариант параметров подвески вращателя не приемлем и в дальнейших исследованиях исключаем этот вариант. А при разработке системы локальной защиты электропривода вращателя от динамических нагрузок опорно-подающего узла в сопроводительной документации по условиям эксплуатации необходимо предусмотреть обязательный пункт о контроле предварительного натяжения верхних канатов подъема вращателя.

Выводы, задачи дальнейших исследований. Впервые предложена система локальной защиты электропривода вращателя от динамических нагрузок опорно-подающего узла (далее просто Система) путем разделения упругодемпфирующим элементом опорно-подающего узла и верхней каретки привода вращателя бурового станка шарошечного бурения с канатно-полиспастным вращательно-подающим механизмом.

Выполненными теоретическими исследованиями установлено, что Система позволяет уменьшить амплитуду колебаний верхней каретки привода вращателя и соответственно электропривода до 1-1,4 мм по сравнению со штатным вариантом 5-6 мм станка СБШ-250, т.е. в 4-5 раз. На такую же величину уменьшаются динамические нагрузки, действующие на электропривод, при этом амплитуды колебаний опорно-подающего узла и всего станка практически не изменяются по сравнению со штатным вариантом подвески вращателя.

Задачами дальнейших исследований являются разработка конструкции Системы в привязке к реальному типоразмеру станка шарошечного бурения с канатно-полиспастным вращательно-подающим механизмом, изготовить экспериментальный образец. Провести его промышленные испытания и исследования для проверки и уточнения результатов теоретических исследований, а также работоспособности.

Список литературы

1. Громадский В.А. Исследования механизма подачи станка шарошечного бурения, обоснование параметров надштангового амортизатора бурового става / Вісник ДВНЗ «Криворізький національний університет», 2012. – Вип. 31. – С.171-175.
2. 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.
3. Марасанов Ю.П., Штромвассер Р.С. Анализ методов снижения вибрации буровых шарошечных станков // Изв. вузов. Горный журнал, 1973. -№ 5. -С.90-96.
4. Громадский А.С., Горбачов Ю.Г., Громадский В.А. Исследования вертикальных колебаний станка сбш-250 с канатно-полиспастным механизмом подачи бурового инструмента / Вісник ДВНЗ «Криворізький національний університет», 2012. – Вип. 33. – С.173-177.

Рукопис подано до редакції 23.03.13
УДК 62-529