© А.С. Громадский, Ю.Г. Горбачов, В.А. Громадский, 2015

УДК 622.233.6

А.С. Громадский, Ю.Г. Горбачов, В.А. Громадский

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК МЕТОДОМ МИНИМИЗАЦИИ ЖЕСТКОСТИ АМОРТИЗАТОРА МЕЖДУ БУРОВЫМ СТАВОМ И СТАНКОМ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

Для определения эффективности гашения динамических нагрузок выполнены параметрические исследования вертикальных колебаний станка шарошечного бурения и выявлено влияние дополнительных амортизаторов продольных колебаний (АПК) на амплитуды колебаний масс бурового станка с использованием разработанной динамической модели. Модель отличается от известных тем, что она включает две массы – станок суммарной массой M_1 (вместе с мачтой) на упругодемпфирующем основании породы с коэффициентом жесткости c_1 под башмаками горизонтирующих домкратов и вращатель (вместе с буровым ставом) массой m_2, подвешенный на верхних и нижних полиспастах суммарной жесткостью c_2, включая дополнительный АПК, присоединенный последовательно нижним канатам. Математическое описание динамической модели представлено системой дифференциальных уравнений в комплексной форме с учетом воздействия на опорный узел силы Получены аналитические выражения для расчетов спектров амплитуд резонансных колебаний масс M_1 и m_2. В результате параметрических исследований с помощью математической модели установлено, что при минимальной жесткости подвески вращателя амплитуды A_1 незначительно уменьшаются с $0{,}44 \cdot 10^{-4}$ до 0,315 мм. Однако амплитуда A_2 вращателя существенно увеличивается в с 4 мм до 72 мм, т.е. 18 раз, что приводит к недопустимому увеличению динамических нагрузок электропривода вращателя.

Ключевые слова: динамические нагрузки, амортизатор, станок шарошечного бурения.

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, например, УСБШ-250А производства КЗГО Горного оборудовании «Коммунист», г. Кривой Рог. Существенной проблемой этих машин являются значительная вибрация и выходы из строя конструктивных элементов станка, а также значительная вибрация рабочего места оператора.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] рассмотрена конструктивная модель к исследованию продольных колебаний бурового става станка шарошечного бурения и предложена аналитическая зависимость для расчета этой жесткости. Разработкой [2] нами обеспечена минимальная жесткость дополнительного надштангового амортизатора продольных колебаний (АПК) бурового става. При такой жесткости, как утверждалось в работе [1], вибрация станка будет практически равна нулю. Однако авторы данной работы не доказали это ни расчетами ни экспериментально.

Постановка задачи. Исследование эффективности гашения динамических нагрузок методом минимизации жесткости амортизатора между буровым ставом и станком шарошечного бурения.

Изложение материала и результаты. Для определения эффективности гашения вертикальных колебаний вращателя и станка шарошечного бурения и выявления влияния дополнительных АПК на амплитуды колебаний масс бурового станка разработаны динамическая и математическая модели [3].

Рассмотрим влияние параметров подвески вращателя на амплитуды колебаний A_1 и A_2 с линейными масштабами амплитудных шкал на спектрах в низкочастотном диапазоне 0–30 Гц, которые позволяют уточнить детали амплитуд и частот по сравнению со спектрами с логарифмическим масштабом шкал, которые мы применили для предварительного анализа теоретических спектров и проверки адекватности разработанной математической модели [3].

При параметрических исследованиях вертикальных колебаний основных масс динамической модели определены амплитуды колебаний вращателя A_1 и рамы станка A_2. В процессе исследований масса станка принята равной 77 000 кг, а упругодемпфирующие параметры подошвы забоя c_1 и динамический коэффициент рассеяния энергии колебаний в породе ν_1 и также динамическая сила, действующая продольно штанге (F = 80 000 Н), не изменяются.

Рассмотрим влияние параметров подвески вращателя на амплитуды колебаний A_1 – рамы бурового станка и A_2 – вращателя бурового става с линейными масштабами амплитудных шкал на спектрах в низкочастотном диапазоне 0–30 Гц.

Влияние жесткости подвески вращателя на амплитуды колебаний A_1 и A_2 приведено на рис. 1.

Из рис. 1, *а* видно, что уменьшение жесткости подвески вращателя приводит к плавному снижению резонансных частот с ≈15 Гц до 2,5–3 Гц. При этом амплитуды A_1 не значительно уменьшаются с $0{,}44\cdot10^{-4}$ до 0,315 мм. Однако амплитуда A_2 вращателя существенно увеличивается в с 4 мм до 72 мм (рис. 1, *б*), т.е. в 18 раз, что приводит к недопустимому увеличению динамических нагрузок на электродвигатель вращателя.

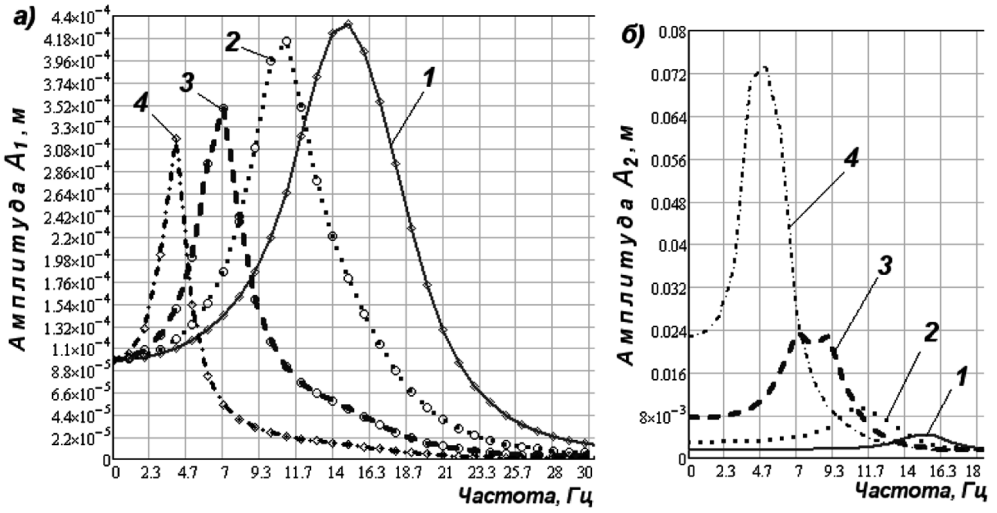


Рис. 1. Влияние жесткости подвески вращателя: а) амплитуда A_1; б) амплитуда A_2: 1 – $c_2 = 54\cdot10^6$ Н/м (штатная подвеска); 2 – $c_2 = 25\cdot10^6$ Н/м; 3 – $c_2 = 1\cdot10^6$ Н/м; 4 – $c_2 = 3{,}3\cdot10^6$ Н/м

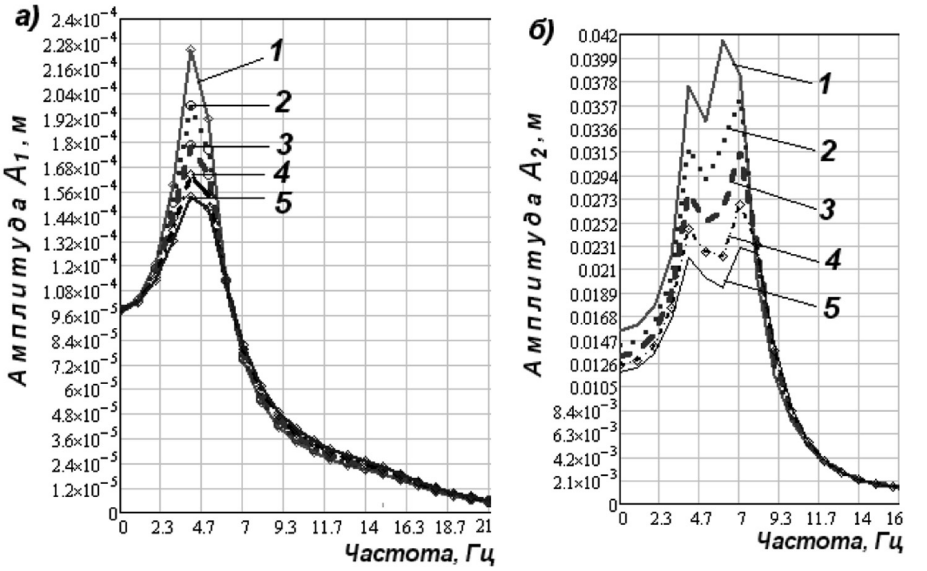


Рис. 2. Влияние демпфирования АПК: а) амплитуды A_1 подвески без верхних полиспастов с дополнительным АПК; б) амплитуды A_2 подвески без верхних полиспастов с дополнительным АПК: 1 – ν_2 = 0,5; 2 – ν_2 = 0,6; 3 – ν_2 = 0,7; 4 – ν_2 = 0,8; 5 – ν_2 = 0,9

Если увеличить параметр демпфирования ν_2, можно добиться снижения амплитуд колебаний A_1 и A_2. Рассмотрим теоретические возможности этого метода. На рис. 2 приведены результаты увеличения демпфирования варианта подвески без действия верхних полиспастов (за счет отсутствия их предварительного натяжения) с дополнительным АПК на нижних напорных канатах. Такая подвеска обеспечивает минимальный коэффициент ее жесткости $c_2 = 3{,}3 \cdot 10^6$ Н/м, что несколько снижает амплитуды A_1 колебаний рамы станка с $0{,}44 \cdot 10^{-4}$ до 0,315 мм, рис. 2, *а* (спектры *1* и *4*).

Из рис. 2 видно, что спектры амплитуд A_1 и A_2 для подвесок с АПК в диапазонах частот выше 6–8 Гц практически сливаются друг с другом. При этом в диапазоне частот 2,5–7,5 Гц амплитуды колебаний A_1 при максимальном демпфировании ν_2 = 0,9 (рис. 2, *а*) уменьшается в 1,5 раза – с 0,23 до 0,16 мм (спектры *1* и *5*). А амплитуды A_2 (рис. 2, *б*) уменьшаются более значительно в 1,8 раза – с 42 до 23 мм.

Однако обеспечить динамический коэффициент рассеивания энергии колебаний ν_2 = 0,9 для подвески без верхних полиспастов с дополнительным АПК еще более проблематично, чем ν_2 = 0,6 для штатного варианта подвески с АПК. Поскольку максимальная величина демпфирования для варианта, когда в работе только нижние полиспасты, к которым присоединены четыре кассеты АПК ν_2 = 0,315. В обоих случаях необходимы дополнительные демпферы, например, гидравлические, которые значительно усложнят конструкцию и надежность работы АПК.

Таким образом, результаты параметрических исследований показали, что уменьшение амплитуды колебаний бурового станка типа СБШ за счет уменьшения жесткости надштангового АПК реально не может быть использовано.

Выводы, задачи дальнейших исследований. 1. Снижение коэффициента жесткости подвески вра-

щателя до минимальной величины – $3{,}3 \cdot 10^6$ Н/м приводит к снижению вертикальных колебаний бурового станка с $0{,}44 \cdot 10^{-4}$ до 0,315 мм.

2. При такой жесткости в 18 раз увеличиваются амплитуды колебаний электромеханического оборудования вращателя, что недопустимо.

Задачами дальнейших исследований являются изыскание и исследование других методов и систем, обеспечивающих снижение динамических нагрузок как бурового станка и рабочего места машиниста, так и электромеханического оборудования вращателя бурового става.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Марасанов Ю.П., Штромвассер Р.С.* Анализ методов снижения вибрации буровых шарошечных станков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 1973. – № 5. – С. 90–96.

2. Патент України на винахід № 101870, Е21В. Буровий верстат / Патентовласник В.А. Громадський. № а 201109297, заявл. 25.07.2011; опубл. 13.05.2013. Бюл. № 9.

3. *Громадский В.А.* Создание и исследование амортизаторов продольных колебаний бурового става станка шарошечного бурения СБШ-250 // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 3. – С. 32–37. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Громадский А.С. – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой,
Горбачов Ю.Г. – кандидат технических наук, доцент,
Громадский Влад. А. – кандидат технических наук, старший преподаватель,
Криворожский национальный университет, г. Кривой Рог, Украина, *e*-mail: knu@alba.dp.ua.

UDC 622.233.6

EFFICIENCY OF QUENCHING OF DYNAMIC LOADS DAMPING EFFICIENCY BY METHODS OF DAMPER STIFFNESS MINIMIZATION BETWEEN THE DRILLING ROD AND ROTARY DRILLING RIG

Gromadskiy A.S.[1], Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Chair,
Gorbachev Yu.G.[1], Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor,
Gromadskiy V.A.[1], Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer,
[1] Kryvyi Rih National University, Kryvyi Rih, Ukraine, *e*-mail: knu@alba.dp.ua.

To determine the damping efficiency parametric studies of the vertical oscillations of the rotary drilling rig were performed and determine the effect of the additional shock absorbers of longitudinal oscillations (ALO) on the amplitude of the oscillations of the masses of drilling rig a dynamic model was developed. The model differs from the known ones that it includes two masses – the rig with total mass M1 (together with mast) on the basis of elastic-damping rocks with stiffness coefficient c1 henpecked with levelling jacks and rotator (with drilling rod) mass m2 suspended on the upper and lower total tackles of rigidity c2 with an additional ALO attached consistently by lower ropes. For the mathematical description of the mechanical model of rotary drilling rig based on the theory of vibrations of mechanical systems with a finite number of degrees of freedom differential equations of motion are compiled and solved. The analytical expressions for the calculation of the mass spectra of the vibration amplitudes M1 and m2 are obtained. As a result of parametric studies using a mathematical model it is established that at the minimum suspension stiffness of rotator of amplitude A_1 does not significantly decrease from 0,44·10-4 to 0,315 mm. However, the amplitude A_2 of rotator substantially increases from 4 mm to 72 mm, i.e. 18 times, leading to an unacceptable increase in the dynamic loading of electromechanical equipment of rotator.

Key words: dynamic loads, shock absorber, machine roller cone drill.

REFERENCES

1. Marasanov Yu.P., Shtromvasser P.C. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal*. 1973, no 5, pp. 90–96.

2. *Ukraine patent for invention number 101 870, E21V*, drilling machine. Public VA And number 201109297, 13.05.2013.

3. Gromadskii V.A. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*. 2013, no 3, pp. 32–37.