

## Бібліографічний список

1. Четверик М. С. Повышение качества нарушенных горными работами земель при их послойной горнотехнической и биологической рекультивации / М. С. Четверик, Н. М. Стеценко, Е. А. Ворон // Разработка рудных месторождений: науч. технич. сборник. – Кривой рог, КТУ. – 2008. – Вып. 92. – С. 28–32.

2. Рекомендации по рекультивации техногенных ландшафтов / А. С. Кобец, И. Х. Узбек,

П. В. Волох [и др.]; под ред. И. Х. Узбека, П. В. Волоха. – Днепропетровск: Свидлер А. Л., 2011. – 160 с.

3. Андроханов В. А. Техноземы: свойства, режимы, функционирование / В. А. Андроханов, С. В. Овсянникова, В. М. Курачев. – Новосибирск: Наука. Сибирская издательская фирма РАН, 2000. – 200 с.

Поступила 01.12.2015



УДК 622.233.6

Производство

С. О. Попов /д. т. н./, Ю. А. Малиновский /к. т. н./,  
С. И. Малиновская /к. т. н./

ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

Г. В. Данилина /к. т. н./

Криворожский колледж Национального авиационного университета

Ю. Н. Солониченко

Криворожский завод бурового оборудования ДСД

## Причины вибраций бурового става при работе карьерных станков шарошечного бурения

*Рассмотрены источники динамических нагрузок и характер их протекания при работе карьерных станков шарошечного бурения. Принято допущение, что динамические нагрузки при бурении возникают из-за изменения параметров «крутящего» момента на долоте. Это приводит к совместным крутильным и продольным колебаниям бурового става. Приведена математическая модель по определению критической силы бурового става. Дана качественная оценка при расчетах динамического крутящего момента на вращателе и динамической сжимающей силы для бурового става. (Ил. 1. Библиогр.: 3 назв.).*

**Ключевые слова:** буровой став, долото, вращатель, механизм подачи, штанга, виброустойчивость, критическая сила.

*Sources of dynamic loads and nature of their course during the operation of career machines of cone drilling are considered. The assumption that dynamic loads when drilling arise because of change of parameters of the rotational moment on grooving iron is accepted. It leads to joint shifting and axial vibrations of a drilling assembly. The mathematical model of determination of critical force of drilling assembly is given. Qualitative assessment when calculating a dynamic rotational moment on a rotator and dynamic squeezing force for drilling assembly is given.*

**Key words:** drilling assembly, grooving iron, rotator, feeding mechanism, bar, vibration resistance, critical force.

### Вступлення

Для успешного конструирования и модернизации современных высокопроизводительных и надежных буровых станков шарошечного бурения и бурового инструмента необходима информация об источнике динамических нагрузок и характере их протекания при бурении взрывных скважин.

### Обзор литературы

До настоящего времени не разработаны инженерные методики для расчета параметров

станков шарошечного бурения с учетом динамических режимов при их работе [1; 2].

### Входные данные и методы

Методика, направленная на определение оптимальных режимов шарошечного бурения (с точки зрения минимизации крутильных и продольных колебаний), должна выбираться на основе анализа технико-экономических показателей при работе станков.

При этом с увеличением осевого давления  $P_{\Pi}$  и числа оборотов бурового става ( $\omega$ ) (рис. 1), а

также с улучшением очистки забоя от продуктов разрушения породы скорость бурения и производительность станков растут. В то же время снижается надежность работы станков и шарошечных долот при их работе на форсированных режимах. При этом могут возникнуть такие значения осевого давления и угловой скорости (числа оборотов) бурового става, которые приведут к потере устойчивости бурового става, возникновению повышенной вибрации става и элементов металлоконструкции станка, вследствие чего дальнейшая работа станка (на этих режимах) будет невозможна.

В силу изложенного, границы интенсификации режимов бурения определяются виброустойчивостью и надежностью работы бурового става.

На виброустойчивость бурового става оказывают влияние следующие основные факторы:

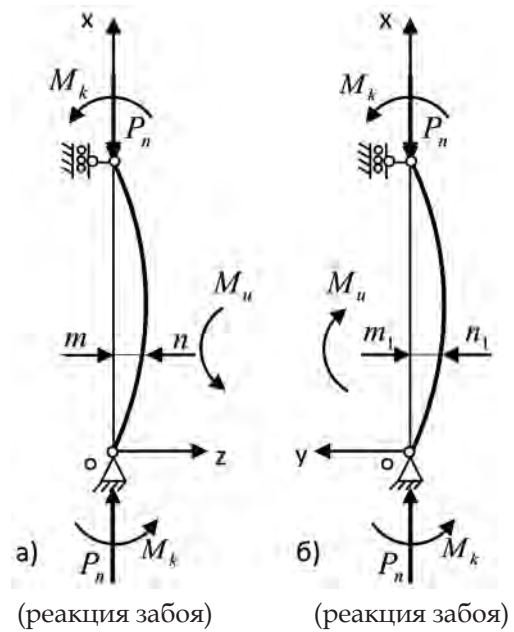
1. Режимы бурения (угловая скорость вращения –  $\omega$ , осевое усилие  $P_{\Pi}$  и степень очистки забоя от разрушенных частиц породы).
2. Параметры бурового става (длина, наружный диаметр, толщина стенок штанг, жесткость стыков при соединении штанг).
3. Особенности закрепления концов бурового става (на вращателе и в зоне взаимодействия долота с горной породой).

Кроме того, на виброустойчивость бурового става определенное влияние могут оказать трещиноватость горных пород, тип вооружения шарошечного долота, состояние подшипников опор долот, масса станка и другие факторы.

Отметим, что эти факторы в большинстве случаев имеют случайный характер, плохо поддаются математическому описанию и зачастую имеют незначительное влияние на характер протекающих процессов, поэтому ими на данном этапе исследований без особых погрешностей можно пренебречь.

Особенности работы буровых ставов реальных станков типа СБШ (Atlas Copco и других), анализ ряда публикаций [1; 2] и более современных работ позволяет допустить, что буровой став в процессе бурения испытывает сложные деформации под действием сжимающих, крутящих и изгибающих силовых факторов. Причем указанные силовые факторы при работе станка могут иметь значительные динамические составляющие.

Отметим также, что при бурении скважин «длинными» ставами (когда суммарная длина става приближается к высоте уступа) буровой став может несколько раз потерять упругую устойчивость (то есть упругая линия става приобретает форму волновой линии с несколькими периодами). Такая волновая линия обусловле-



**Рис. 1. Схема нагружения бурового става силовыми факторами  $P_{\Pi}$ ,  $M_k$**

на значительным сжимающим усилием  $P_{\Pi}$  и радиальным зазором между штангами и стенками скважины. Указанный зазор может существенно изменяться по глубине скважины в зависимости от трещиноватости и прочности разбуриваемого горного массива. В этом случае может произойти интенсивное разрушение поперечных слоев горной породы, и зазор между стенками скважины и ставом может быть существенно уменьшен, что приведет к изменению условий опирания става в забое, а также к определенному увеличению критической (сжимающей) силы. Также необходимо учитывать существенное обстоятельство: поскольку буровой став находится под влиянием как сжимающих силовых факторов ( $P_{\Pi}$ ), так и крутящих силовых факторов ( $M_{кр}$ ), то критическая сила, вычисленная по формуле Эйлера [3]  $P_{кр}$  даст существенную погрешность.

Кроме того, при оценке динамического нагружения бурового става и всего станка в целом возникает вопрос: как при постоянном усилии подачи станка ( $P_{\Pi}$ ) и постоянном моменте на вращателе ( $M_{кр}$ ) в системе «привод вращателя – буровой став – мачта» возникают весьма значительные колебания бурового става, несущих элементов и всего станка в целом?

Предположим, что значительные динамические нагрузки в упругой системе станка обусловлены взаимодействием буровой коронки с горным массивом через посредство упругоподатливой системы бурового става, механизма подачи и механизма вращения (вращателя). С целью получения расчетной схемы для бурового става с механизмами вращения и по-

дачи станка и разработки математической модели, описывающей возникновение сложных продольно-крутильных колебаний (с учетом совместных поперечных колебаний) бурового става, будем исходить из того, что шарошечное долото, внедряемое в горную породу, встречает сопротивление его вращению. При этом потенциальной энергии бурового става оказывается недостаточно для преодоления этого сопротивления. В такой момент долото либо существенно уменьшает угловую скорость вращения, либо полностью останавливается, при этом верхний конец бурового става продолжает вращаться, и потенциальная энергия от вращения накапливается в буровом стае. Когда потенциальной энергии деформации становится достаточно для проворачивания долота, происходит его скачкообразный срыв в забое, и существенно возрастает скорость его вращения ( $\omega$ ). Таким образом, возникают крутильные колебания по всей длине бурового става. В моменты закручивания става его длина существенно уменьшается, а при раскручивании става его длина увеличивается пропорционально углу его раскручивания, то есть происходят периодические (колебательные) изменения длины става, которые при взаимодействии бурового долота с забоем приводят к продольным колебательным процессам как в бурильной колонне, так и несущих элементах, а также к значительным вибрациям всего станка в целом.

Опишем поведение бурильной колонны (става) исходя из рассмотренного механизма возникновения крутильных и, как следствие, продольных колебаний бурового става (см. рис. 1). Такой колебательный процесс называется автоколебательным, и он обычно имеет место в системах с трением («сухим» трением). При таком видении механизма возникновения колебаний необходимо составить систему совместных крутильно-продольных автоколебаний в системе «буровой инструмент – буровой став – вращатель – механизм подачи». Учитывая математическую сложность сформулированной задачи, на I этапе исследований ограничимся квазистатической постановкой задачи без учета сил инерции, считая предварительно, что перемещения  $z(x)$ ,  $y(x)$  условно не зависят от времени  $t$ .

Основываясь на принятых допущениях, считаем, что цилиндрический стержень схематически представляющий собой буровой став (см. рис. 1) подвержен воздействию сжимающей силы  $P_{\Pi}$  и крутящих пар  $M_K$ . Будем полагать, что под действием  $P_{\Pi}$  и  $M_K$  (в процессе наращивания колонны) буровой став может потерять продольную устойчивость, то есть произойдет поперечное выпучивание става (в двух

плоскостях). Обычно силовые факторы при выпучивании стержня определяются из условия поддержания стержня в «слегка» изогнутом положении. Упругая линия става не будет являться плоской кривой, а будет аналогом винтовой линии. В соответствии с принятой ориентацией системы координат, моменты, создаваемые продольной силой  $P_{\Pi}$  относительно осей  $y, z$ , будут, соответственно, равны  $P_{\Pi}Z$  и  $-P_{\Pi}Y$ , а моменты крутящей пары  $M_K$ , представленные векторами, будут равны (относительно тех же осей)  $-M_K \frac{dy}{dx}$ ;  $-M_K \frac{dz}{dx}$ . Считая на первом этапе  $P_{\Pi}$  и  $M_K$  постоянными величинами, можно представить систему дифференциальных уравнений упругой линией кривой в каждой плоскости следующим образом:

$$\begin{cases} EI \frac{d^2 z}{dx^2} = -P_{\Pi}Z + M_K \frac{dy}{dx} \\ EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -P_{\Pi}Y - M_K \frac{dz}{dx} \end{cases} \quad (1)$$

В приведенной системе уравнений:

$P_{\Pi}$  – осевое усилие, сжимающее бурильную колонну; в общем случае переменная во времени величина, связанная с воздействием горной породы на шарошечное долото (через момент сопротивления  $M_C$ );  $M_K$  – крутящий момент, приложенный к вращателю и передаваемый буровому ставу (существенно переменная величина, зависит от  $M_C$ );  $l$  – длина бурового става (величина, фиксированная для данного момента времени в процессе бурения);  $E$  – модуль упругости материала бурового става;  $I$  – момент инерции поперечного сечения бурового става (для данной буровой колонны величина постоянная);  $x, y, z$  – координаты точек става.

На концах става в случае его шарнирного опирания будем иметь следующие граничные условия:

$$y|_{x=0} = 0; y|_{x=l} = 0; z|_{x=0} = 0; z|_{x=l} = 0. \quad (2)$$

Рассмотрим некоторые функции, которые удовлетворяют исходной системе уравнений (1) и граничным условиям (2) при условии шарнирного опирания концов става

$$\begin{cases} y = A \sin(m_1 x + \alpha_1) + B \sin(m_2 x + \alpha_2) \\ z = A \cos(m_1 x + \alpha_1) + B \cos(m_2 x + \alpha_2) \end{cases} \quad (3)$$

где  $A, B, a_1, a_2$  – постоянные интегрированные системы (3), при этом  $A, B$  – максимальные значения своих функций.

Выражения (3) имеют место при шарнирном опирании, если условия закрепления концов

будут другими, то необходимо подобрать другие функции  $y(x), z(x)$ .

В выражении (3)  $m_1, m_2$  являются корнями характеристического уравнения

$$EIm^2 + M_k m - P = 0. \tag{4}$$

После подстановки выражений  $y(x), z(x)$  в граничные условия (2) можно получить соотношения между постоянными интегрирования  $a_1, a_2$  и собственными числами системы (3), не зависящие, по сути, от амплитуд  $A, B$  в виде:

$$\begin{cases} A[\sin(m_1 l + \alpha_1) - \sin(m_2 l + \alpha_1)] = 0 \\ A[\cos(m_1 l + \alpha_1) - \cos(m_2 l + \alpha_1)] = 0 \end{cases} \tag{5}$$

Учитывая одну и ту же начальную фазу для разных слагаемых первого и второго соотношений (5), можно заключить, что наименьшее значение разности  $(m_1 l - m_2 l)$  будет равно  $\pm 2\pi$ , то есть

$$m_1 l - m_2 l = \pm 2\pi. \tag{6}$$

Так как  $m_1, m_2$  являются корнями квадратного уравнения (4), то будем иметь:

$$m_{1,2} = -\frac{M_k}{2EI} \pm \sqrt{\left(\frac{M_k}{2EI}\right)^2 + \frac{P}{EI}}. \tag{7}$$

Тогда выражение с учетом (7)

$$\begin{aligned} & -\frac{M_k}{2EI} l + \sqrt{\frac{M_k^2}{4(EI)^2} + \frac{P}{EI}} l + \frac{M_k}{2EI} l + \\ & + \sqrt{\frac{M_k^2}{4(EL)^2} + \frac{P}{EI}} = \pm 2\pi. \end{aligned} \tag{8}$$

Тогда выражение для определения критически неустойчивого состояния бурового става, находящегося под действием сжимающей силы  $P$  и крутящего момента  $M_k$ , будет иметь вид:

$$\frac{M_k^2}{4(EI)^2} + \frac{P}{EI} = \frac{\pi^2}{l^2}. \tag{9}$$

Приведенные выражения (1)–(8) позволили получить выражение (9) для определения критического состояния бурового става. Для описания поведения бурового става при переменном крутящем моменте  $M_k$  необходимо дополнительно к системе (1) рассмотреть дифференциальное уравнение крутильных колебаний системы «привод – вращатель – буровой став – долото» под воздействием переменного момента  $M_C$ , что является предметом дальнейшего исследования.

**Результаты, обсуждение, анализ.** Таким образом, при расчете устойчивости бурового става по известной формуле Эйлера в результатах происходит существенная погрешность. Поэтому при выборе оптимальных значений па-

раметров режимов бурения (при применении устройств по автоматическому регулированию режимов бурения) необходимо исходить из того, что автоматическая подстройка станка должна вестись одновременно по крутящему моменту  $M_k$  на вращателе и продольному усилию, возникающему в подающем механизме  $P_{II}$ .

При расчетах бурового става на устойчивость важным является вопрос динамических нагрузок, возникающих в процессе бурения. Для оценки этих нагрузок учитываем тот факт, что в силу переменного момента сопротивления на шарошечном долоте и «незначительной» крутильной и продольной жесткости бурового става совместно с долотом происходит периодическое торможение и закручивание бурильной колонны (которое при существенных длинах бурового става достигает значительной величины). Пульсирующий характер изменения момента сопротивления вращению долота является причиной и источником возникновения сначала крутильных, а потом и продольных колебаний бурового става.

Динамический крутящий момент определяем для бурового става, исходя из баланса кинетической и потенциальной энергии системы «буровой став – шарошечное долото» (в расчет вводим момент инерции массы долота и примерно половину момента инерции массы бурового става).

$$\frac{I_M(\omega^2 - \omega_1^2)}{2} = \frac{GI_p \varphi_D^2}{2l}, \tag{10}$$

где  $\omega$  – номинальная угловая частота вращения бурового става;  $\omega_1$  – угловая частота (наименьшая) вращения бурового става в случае преодоления сил сопротивления при разрушении горной породы (в наихудшем случае  $\omega_1 = 0$ );  $I_M$  – момент инерции долота с учетом присоединения моментов инерции половины массы става;  $G$  – модуль сдвига;  $I_p$  – момент инерции поперечного сечения буровой штанги;  $\varphi_D$  – динамический угол закручивания бурового става (величина переменная или знакопеременная);  $l$  – длина бурового става (величина, кратная числу штанг, набранных в став).

Вычисляем динамический крутящий момент, возникающий при кручении бурового става, в зоне шарошечного долота или привода вращателя:

$$M_D = \frac{GI_p}{l} \varphi_D. \tag{11}$$

Из выражения (10) для баланса кинетической и потенциальной энергии имеем:

$$\varphi_D = \sqrt{\frac{I_M l (\omega^2 - \omega_1^2)}{GI_p}}. \tag{12}$$

Тогда из (11) с учетом (12) получим:

$$M_D = \frac{GI_p}{l} \sqrt{\frac{I_M l}{(GI_p)}} (\omega^2 - \omega_1^2) = \sqrt{\frac{GI_p I_M}{l}} (\omega^2 - \omega_1^2). \quad (13)$$

В самом нагруженном случае получим выражение для момента  $M_D$  (наибольший динамический момент):

$$M_D = \sqrt{\frac{GI_p I_M}{l}} \cdot \omega. \quad (14)$$

Наибольший динамический момент развивается в ставе при частичной или полной остановке долота, при этом став полностью закручен и продольные деформации в нем минимальные, когда же угловая скорость вращения става после остановки начинает увеличиваться, то став начинает раскручиваться и становится весьма вероятным продольный удар долота о забой. Таким образом, наибольший вращающий момент  $M_D$  и наибольшая продольная сила  $P_D$  одновременно в ставе развиваться не могут.

Обратимся отдельно к случаю продольного удара става (долота) о забой. В этом случае предположим, что кинетическая энергия при взаимодействии долота с забоем  $T$  полностью превращается в потенциальную энергию деформации става  $U_D$  и кинетическую энергию его движения  $T_1$ , вызванную деформациями (податливостью) механизма подачи станка (в этом случае пока не учитываем остаточные деформации массива при ударе долота о забой):

$$T = U_D + T_1. \quad (15)$$

Отметим, что энергия деформации идет в основном на сжатие бурового става, при этом динамическая сжимающая нагрузка намного превосходит статическую, что зачастую приводит к потере устойчивости бурового става.

Приравняем работу сжимающего усилия (подачи) к потенциальной энергии бурового става, рассматривая его как центрально сжатый стержень:

$$P(h + \delta_D) = \frac{EF\delta_D^2}{2l}, \quad (16)$$

где  $P$  – усилие (статическое), развиваемое механизмом подачи;  $h$  – перемещение бурового става как сплошного тела, обусловленное податливостью механизма подачи (например, канатно-полиспастной системы) и зазором между забоем и шарошечным долотом;  $\delta_D$  – динамическое укорочение (удлинение) под действием на стержень динамического усилия  $P_D$ ;  $l$  – текущая длина става с учетом удлинения при по-

даче става и его наращивании;  $EF$  – продольная жесткость бурового става;  $E$  – модуль продольной упругости буровых штанг;  $F$  – площадь поперечного сечения буровой штанги.

Примем, что:

$$P(h + \delta_D) - \frac{EF}{2l} \delta_D^2 = 0. \quad (17)$$

Укорочение стержня  $\delta_{cm} = \frac{Pl}{EF}$ , вызванное статическим воздействием усилия подачи  $P$ , позволит записать (17) в виде:

$$\delta_{cm} \frac{EF}{l} (h + \delta_D) - \frac{EF}{2l} \delta_D^2 = 0. \quad (18)$$

После преобразований получим выражение для определения  $\delta_D$  в виде:

$$\delta_D^2 - 2\delta_D \delta_{cm} - 2\delta_{cm} h = 0. \quad (19)$$

Тогда укорочение стержня в результате действия динамических сил примет вид:

$$\delta_D = \delta_{cm} + \sqrt{\delta_{cm}^2 + 2h\delta_{cm}}. \quad (20)$$

Введем обозначение  $k_D = \frac{\delta_D}{\delta_{cm}}$  для коэффициента динамичности при сжатии буровой колонны. Тогда из (20) получим зависимость для вычисления  $k_D$  в виде:

$$k_D = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{cm}}}. \quad (21)$$

Тогда динамическое усилие в буровом ставе может быть представлено в виде:

$$P_D = k_D P, \quad (22)$$

Таким образом, определение  $k_D$  для заданных параметров определенной модификации бурового станка рассматриваемого типа динамическая нагрузка может быть получена по формуле (22). Как следует из проведенных исследований, динамические нагрузки в ставе  $P_D$  превышают статические в два раза.

### Выводы

Из изложенного выше материала следует, что динамические нагрузки, заложенные при проектировании буровых станков, определяются со значительными погрешностями. Их необходимо устранить на этапе модернизации буровых станков.

### Библиографический список

1. Гриншпун Л. В. Модернизация станков шарошечного бурения типа СБШ / Л. В. Гриншпун, Л. Д. Табачников // Горный журнал. – 1965. – № 9. – С. 25–28.
2. Суханов А. Ф. Вибрация и надежность работы станков шарошечного бурения / А. Ф. Су-

ханов, Б. Н. Кутузов, Р. Г. Шмидт. – М.: Недра. – С. 127.

Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

3. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин. Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр,

Поступила 05.01.2016



УДК 622.794.004.15:621.928.2:534.2

Производство



**А. И. Шевченко /к. т. н./**

Институт геотехнической механики имени Н. С. Полякова  
Национальной академии наук Украины

## Интенсификация разделения по крупности и обезвоживания угольных шламов при виброударном грохочении

*Выполнен анализ разделения по крупности и обезвоживания минерального сырья на вибрационных грохотах. Описана конструкция экспериментальной модели виброударного грохота и методика проведения экспериментов. Исследован новый метод виброударного грохочения. Выполнена экспериментальная проверка путей по интенсификации разделения по крупности и обезвоживания угольных шламов при новом способе виброударного грохочения. (Ил. 5. Библиогр.: 10 назв.)*

**Ключевые слова:** разделение по крупности, обезвоживание, виброударное грохочение, угольные шламы, влажность, извлечение, частицы.

*The analysis by size separation and dewatering of mineral raw materials for vibrating screens. Described the construction of an experimental model of vibrating blow screen and technique of the experiments. Investigated a new method of vibrating blow screening. The experimental verification of the ways to intensify the separation by size and dewatering coal slurries with a new method of vibrating blow screening.*

**Key words:** separation by size, dehydration, vibrating blow screening, coal slurries, humidity, extraction, particle.

Вибрационное грохочение широко применяется при разделении по крупности и обезвоживании минерального сырья. Наиболее сложные эти операции при переработке влажного сырья, сформированного из широких классов крупности (например, шламы, строительные пески и т. п.), когда необходимо отделить тонкие классы с размерами частиц менее 0,1–0,2 мм (как правило, некондиционный продукт) и максимально обезвоживать готовый (надрешетный) продукт.

В зависимости от размера частиц и влажности доминирующую роль играют различные силы. При тонком и сверхтонком грохочении – это силы поверхностного натяжения, для преодоления которых требуются значительные энергозатраты [1–3]. Традиционными способами такое сырье обезвоживается только до 18–22 %. Разделение сырья крупностью менее 1 мм не дает высоких результатов, а при размере частиц менее 0,2 мм в ряде случаев оно вообще не классифи-