

9. RU 2368062, C1, МПК Н 03 С 1/50, опубл. 20.09.2009.

10. Финк Л. М. Теория передачи дискретных сообщений. 2-е изд., испр. и доп. М.: Сов. радио, 1970.

11. Помехозащищенность систем радиосвязи с расширением спектра сигналов методом псевдослучайной перестройки рабочей частоты / В. И. Борисов и др. М.: Радио и связь, 2000.

12. Давыденко Ю. И. Дальняя тропосферная связь. М.: Военное изд-во М-ва обороны СССР, 1968.

13. Дальняя тропосферная радиосвязь / И.А. Гусятинский и др. М.: Связь, 1968.

14. Диксон Р. К. Широкополосные системы. Выигрыш при обработке и запас помехоустойчивости / пер. с англ. под ред. В. И. Журавлева. М.: Связь, 1979. Гл. 1. С. 13–16.

15. Nard G. Geoloc: Spread spectrum concept applied in new accurate medium-long range radiopositioning system. France: Sercel, 1984. P. 18.

References

1. Goldsmith A. *Besprovodnie komunikatsii* (Wireless communications). Moscow, Tehnosfera, 2011. 904 p.

2. RU 2336651, C2, IPC Н 04 L 27/26, published 20.10.2008.

3. Andrianov M. N. et al. *Elektrosviaz*, 2010, № 7, pp. 38–41.

4. Falko A. I. et al. *Radiotekhnika*, 2011, № 11, pp. 13–19.

5. Vishnevskiy V. M., Portnoy S. L., Shahnovich I. V. *Entsiclopedia WiMAX put k 4G*. Moscow, Tehnosfera, 2009, 472 p.

6. Vishnevskiy V. M. et al. *Shirikopolosnie besprovodnie seti peredachi danih*. Moscow, Tehnosfera, 2005, 591 p.

7. Vishnevskiy V. M., Krasilov A., Shahnovich I. V. *Tehnologiya sotovoy sviazi LTE – pochti 4G*. Elektronika, N.T.B, 2009, № 1, pp. 62–72.

8. Hermann Rohling. OFDM. Concepts for Future Communication Systems. Berlin, Springer, 2011. 268 p.

9. RU 2368062, C1, IPC Н 03 С 1/50, published 20.09.2009.

10. Fink L. M. *Teoriya peredachi diskretnih soobcheniy*. Moscow, Sovetskoe radio, 1970, 728 p.

11. Borisov V. I. et al. *Pomehozashishennost system radiosviasi s rashirenem spectra signalov metodom psevdosluchaynoy perestroyki rabochey chastoti*. Moscow, Radio i sviaz, 2000, 384 p.

12. Davidenko Yu. I. *Dalniaya troposfernaya sviaz*. Moscow, Voennoe izdatelstvo Ministerstva Oboroni SSSR, 1968, 212 p.

13. Gusiatskiy I. A. et al. *Dalniaya troposfernaya sviaz*. Moscow, Sviaz, 1968, 248 p.

14. Dikson R. K. *Shirokopolosnie sistemi. Vygrish pri obrabotke i zapas pomehoustoychivosti*. Moscow, Sviaz, 1979, pp. 13–16.

15. Nard, G. Geoloc: Spread spectrum concept applied in new accurate medium-long range radiopositioning system. France, Sercel, 1984, 18 p.

© Строкова А. Ю., Фролов А. Н., Алешечкин А. М., 2013

УДК 62-97/-98

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ*

А. А. Ступина¹, А. А. Шигина², А. О. Шигин²

¹Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М. Ф. Решетнева Россия, 660014, Красноярск, просп. им. газ. «Красноярский рабочий», 31. E-mail: saa55@rambler.ru

²Сибирский федеральный университет Россия, 660025, Красноярск, пер. Вузовский, 3. E-mail: shigina_a@mail.ru, shigin27@rambler.ru.

Для оценки эффективности функционирования бурового станка необходимо рассматривать множество структурно взаимосвязанных и функционально взаимодействующих разнотипных систем. В данных условиях сложная система образована при взаимодействии всех систем бурового станка, предназначенных для бурения, и горной породы. Со стороны бурового станка особое влияние на процесс оказывают усилие подачи и частота вращения рабочего органа, а также устройство и свойства материалов бурового инструмента. Со стороны горной породы наиболее важное значение имеют прочностные характеристики, которые могут выражаться через показатель буримости, а также структура массива горной породы. Разработана методика определения стойкости шарошечного долота и скорости бурения в зависимости от прочностных характеристик и структуры массива горной породы. Представленная методика позволяет проанализировать соотношение производительности бурового станка шарошечного бурения и ресурса бурового долота при бурении пород, характеризующихся различными показателями буримости, количеством и размером трещин и слоями породы с различными физико-механическими свойствами.

Ключевые слова: эффективность функционирования, буровой станок, горная порода, прочностные характеристики, структура массива, стойкость долот, скорость бурения.

*НИР выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 гг., грант 14.В37.21.0625.

THE ANALYSIS OF FUNCTIONING EFFICIENCY
OF THE MULTIPLE PARAMETER SYSTEM

A. A. Stupina¹, A. A. Shigina², A. O. Shigin²

¹Siberian State Aerospace University named after academician M. F. Reshetnev
31 "Krasnoyarskiy Rabochiy" prosp., Krasnoyarsk, 660014, Russia. E-mail: saa55@rambler.ru

²Siberian Federal University

3 Vuzovskiy Lane, Krasnoyarsk, 660025. E-mail: shigina_a@mail.ru, shigin27@rambler.ru.

It is necessary to consider a set of structurally interconnected and functionally cooperating polytypic systems for estimation of functioning efficiency of the boring rig. In these conditions the difficult system is formed at interaction of all systems of the boring rig intended for boring, and rock. If to consider the boring ring, the greatest influence on the process has the feed force and rotation frequency of movable operating element, as well as the structure and properties of materials of the drilling tool. If to consider the rock massif, the most important are strength characteristics which can be registered through the boreability indicator, as well as the structure of the rock massif. The definition technique of a roller bit firmness and speed of boring depending on strength properties and structure of the rock massif is developed. The presented technique allows to analyse a ratio of productivity of the boring rig of roller-bit drilling and a resource of a drill bit when boring the rock, being characterized with various indicators of boreability, quantity and the size of crevices and beds of the rock with various physical and mechanical properties .

Keywords: efficiency of functioning, boring rig, rock, strength characteristics, massif structure, firmness of the bore bit, speed of boring.

Проблема оценки эффективности функционирования системы «буровой станок – шарошечное долото – горная порода» в горной отрасли связана со взаимодействием большого количества элементов. Основными системами бурового станка, отвечающими за процесс бурения, являются вращательно-подающий механизм, мачта, энергетическая система и двигатели различного назначения, буровой став и буровой инструмент.

Эффективность функционирования буровых станков может оцениваться с точки зрения максимальной надежности, максимальной производительности и оптимального соотношения этих параметров [1]. Оценка надежности позволяет увеличить ресурс бурового станка, межремонтный период и снизить затраты на ремонт и эксплуатацию. Для объективной оценки надежности необходимо исследовать условия эксплуатации, диагностировать техническое состояние и моделировать отказы буровых станков. Оценка производительности позволяет максимально эффективно использовать время работы бурового станка. Для этого необходимо эффективно регулировать режимы бурения.

Для оценки эффективности функционирования бурового станка необходимо рассматривать множество структурно взаимосвязанных и функционально взаимодействующих разнотипных систем. В данных условиях сложная система образована при взаимодействии всех систем бурового станка, предназначенных для бурения, и горной породы. Со стороны бурового станка особое влияние на процесс оказывают усилие подачи и частота вращения рабочего органа, а также устройство и свойства материалов бурового инструмента. Со стороны горной породы наибольшую значимость имеют прочностные характеристики, которые могут выражаться через показатель буримости [2], а также структура массива горной породы. Массив горной породы может характеризоваться такими свойствами, как трещиноватость, слоистость и другие нарушения однородности горной породы. Проходка

буровым инструментом границ или областей с изменяющимися физико-механическими свойствами неизменно сопровождается ударами и толчками. Непрогнозируемые ударные нагрузки, как правило, не приводят к увеличению скорости бурения, но при этом негативно сказываются на ресурсе бурового инструмента и бурового станка в целом. В условиях неопределенности и неполной информации о свойствах породы при моделировании процессов необходимо использовать среднестатистические данные, включающие показатель буримости и его изменение, количество и размеры областей с изменяющимися физико-механическими свойствами на погонный метр скважины.

Наиболее сложным механическим узлом рабочего органа бурового станка является буровой инструмент. В 80 % случаев шарошечный буровой инструмент (ШД) отказывает в работе по причине разрушения подшипниковых узлов [3]. Подшипники качения шарошек испытывают сложную циклическую нагрузку: циклическую нагрузку на тело качения подшипника при качении шарошки по забою; циклическую нагрузку при перекачивании шарошки с зубка на зубок; циклическую нагрузку, характеризующуюся изменением физико-механических свойств горной породы.

1. Циклическая нагрузка на тело качения подшипника при качении шарошки по забою описывается уравнениями расчетного ресурса подшипника [4]:

$$L = 10^6 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^k, \quad (1)$$

где L – расчетный ресурс подшипника, об.; a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности; a_2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника; a_3 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника; C – грузоподъемность подшипника, Н; P – нагрузка, Н; k – показатель степени, равный в соответствии с резуль-

татами экспериментов: $k = 3$ для шариковых и $k = 10/3$ для роликовых подшипников.

Для подшипника шарошки расчетный ресурс следует измерять числом циклов нагружения.

Согласно [5], максимальное напряжение в ролике подшипника качения:

$$\sigma_p^{\max} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p}} \quad (2)$$

Максимальное напряжение в шарике подшипника качения:

$$\sigma_{ш}^{\max} = 1800 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_{ш}^2}} \quad (3)$$

где F_r – радиальное усилие, прилагаемое к подшипнику, Н; z – количество тел качения в подшипнике; D_p – диаметр ролика, мм; L_p – длина ролика, мм; $D_{ш}$ – диаметр шарика, мм.

В связи с особенностями конструкции опор качения шарошки Р-Ш-Р, роликовые подшипники несут основную нагрузку, а шариковый подшипник служит замковым механизмом. Поэтому при учете осевых нагрузок особое внимание следует уделять расчету ресурса роликовых подшипников.

Указанные уравнения учитывают только циклическую нагрузку на тела качения подшипника за счет изменения геометрического положения тел качения. Ресурс опоры качения (1) не учитывает ударные нагрузки, возникающие при перекачивании зубьев шарошки по забою, и нагрузки, возникающие при переходе при бурении на горные породы с более высоким показателем буримости. Периодически возникающая ударная нагрузка требует оценки усталостной прочности. Достаточно надежной характеристикой усталостной прочности деталей машин является коэффициент запаса усталостной прочности n_r [6]. Эта величина также характеризует уменьшение количества циклов опоры качения в зависимости от дополнительной циклической нагрузки. Отсюда ресурс подшипника с учетом дополнительной циклической нагрузки:

$$L = 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_H} \right)^{10/3} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\sigma}} \cdot \sigma_m} \quad (4)$$

где σ_1 – предел выносливости материала, МПа; σ_a – амплитуда переменных напряжений цикла, МПа; σ_{σ} – предел прочности материала, МПа; σ_m – среднее напряжение цикла, МПа;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (6)$$

где σ_{\max} и σ_{\min} – максимальное и минимальное напряжение, возникающие при ударах при увеличении крепости горной породы, либо при перекачивании зубьев шарошки, МПа.

2. Циклическая нагрузка при перекачивании шарошки с зубка на зубок характеризуется ударными нагрузками, возникающими при ударе очередного зубка о поверхность забоя. Данный процесс характеризуется изменениями кинетической энергии и переходом последней в энергию механического удара. Изменения кинетической энергии бурового органа характеризуется изменением скорости. Средняя скорость движения бурового инструмента равна скорости бурения. Но при перекачивании шарошки в поверхность забоя поочередно ударяются зубки А, Б и В и шарошка вращается согласно направлению стрелки (рис. 1).

При перекачивании с зубка А на зубок Б, в первый полупериод высота h_1 растет от 0 до $x/2$, а высота h_2 убывает от x до $x/2$. В данный полупериод долото и буровой став относительно поверхности забоя перемещаются вверх и нагрузка на все узлы является пиковой. Во второй полупериод высота h_1 растет от $x/2$ до x , а высота h_2 убывает от $x/2$ до 0. В данный полупериод нагрузка снижается и мощность подающего привода преобразуется в кинетическую энергию. В конце второго полупериода кинетическая энергия преобразуется в энергию удара и нагрузка также является пиковой. В первый полупериод пиковая нагрузка передается плавно в течение всего полупериода. В конце второго полупериода кинетическая энергия преобразуется в энергию удара мгновенно и время передачи энергии равно времени внедрения зубка в поверхность забоя. Отсюда нагрузка, возникающая в конце второго полупериода, является максимальной за весь период перекачивания с одного зубка на другой.

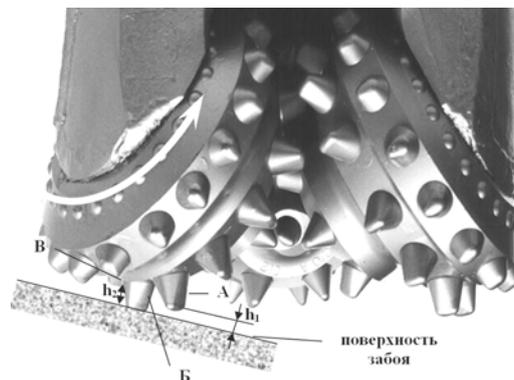


Рис. 1. Схема перекачивания шарошки по забою

Напряжение в роликах опор качения, с учетом ударных нагрузок, возникающих при перекачивании зубцов шарошки по забою [6]:

$$\sigma_{p.уд}^{max} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p}} \cdot \frac{2(v_6 + v_s/2)}{2(v_6 + v_s/2) - v_s/2} \quad (7)$$

Напряжение в шарике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе:

$$\sigma_{ш.уд}^{max} = 1800 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_{ш}^2}} \cdot \frac{2(v_6 + v_s/2)}{2(v_6 + v_s/2) - v_s/2}, \quad (8)$$

где v_6 – скорость бурения при имеющихся свойствах горной породы, усилием подачи и скоростью вращения бурового органа, м/с [2]; v_s – скорость опускания зубца шарошки на забой, м/с.

3. Циклическая нагрузка, характеризующаяся изменением физико-механических свойств горной породы, имеет схожий механизм. И возникающее напряжение связано с переходом кинетической энергии бурового органа в энергию удара при увеличении показателя буримости горной породы. Различие заключается в источнике и механизме образования ударов.

Суммарное напряжение в опорах качения, возникающее при увеличении показателя буримости породы, включает также циклические нагрузки от ударов зубцов о поверхность забоя:

$$\sigma_{p.уд.}^{\Sigma} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p}} \times \frac{2(v_6 + v_s/2)}{2(v_6 + v_s/2) - v_s/2} \cdot \frac{2\Pi_6^1 + 2\Delta\Pi_6}{2\Pi_6^1 + \Delta\Pi_6}, \quad (9)$$

Напряжение в шарике подшипника качения шарошки, возникающее при ударе:

$$\sigma_{ш}^{\Sigma} = 1800 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_{ш}^2}} \times \frac{2(v_6 + v_s/2)}{2(v_6 + v_s/2) - v_s/2} \cdot \frac{2\Pi_6^1 + 2\Delta\Pi_6}{2\Pi_6^1 + \Delta\Pi_6}, \quad (10)$$

где Π_6 – показатель буримости [2]; $\Delta\Pi_6$ – средняя разница показателя буримости смежных слоев в массиве горной породы.

При работе шарошки также важную роль играет форма зубца шарошки. Внедрение зубца шарошки способствует снижению величины ударных нагрузок. Форма зубца влияет на его проникающую способность в породу.

Напряжение в телах качения опор шарошек, с учетом ударных нагрузок, возникающих при перекачивании зубцов шарошки по забою, а также при увеличении показателя буримости породы с учетом формы индентора, находится из следующих выражений [6].

Напряжение в ролике опор качения:

$$\sigma_{p.уд.}^{\Sigma} = 600 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_p \cdot L_p}} \times \frac{2(v_6 + v_s/2)}{2(v_6 + v_s/2) - v_s/2} \cdot \frac{2\Pi_6^1 + 2\Delta\Pi_6}{2\Pi_6^1 + \Delta\Pi_6} \cdot k_{инд}; \quad (11)$$

Напряжение в шарике опор качения:

$$\sigma_{ш}^{\Sigma} = 1800 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_r}{z \cdot D_{ш}^2}} \times \frac{2(v_6 + v_s/2)}{2(v_6 + v_s/2) - v_s/2} \cdot \frac{2\Pi_6^1 + 2\Delta\Pi_6}{2\Pi_6^1 + \Delta\Pi_6} \cdot k_{инд}, \quad (12)$$

где $k_{инд}$ – коэффициент формы индентора. $k_{инд} = 0,79$ для индентора, имеющего форму закругленного цилиндра; $k_{инд} = 0,47$ для индентора, имеющего форму правильного конуса; $k_{инд} = 0,7$ для индентора, имеющего форму выпуклого конуса.

Представленные выражения для расчета напряжений в телах качения шарошечных долот с использованием выражений (4–6) позволяют определить число циклов до разрушения тел качения при различных условиях нагружения.

При этом можно выделить три вида условий нагружения.

1. Бурение однородной породы без нарушений целостности с приблизительно одинаковыми свойствами или изменением показателя буримости в пределах $\Delta\Pi_6 < 1$. Бурение таких массивов горной породы сопровождается только циклической нагрузкой с максимальными напряжениями в телах качения, определяемыми с помощью выражений (7) и (8) с учетом коэффициента формы инденторов шарошек $k_{инд}$.

2. Бурение слоистой породы характеризуется значительными ударными нагрузками при прохождении шарошечным долотом границ между слоями породы с различными физико-механическими свойствами. Чтобы найти количество циклов нагружения при переходе границы между слоями породы с разными физико-механическими свойствами, необходимо учитывать количество слоев породы на один погонный метр. Значение этого показателя варьируется от 0 до 20 и более [7]. Максимальные напряжения для данных условий нагружения находятся из выражений (11) и (12).

3. Бурение трещиноватой породы характеризуется значительными ударными нагрузками при прохождении шарошечным долотом трещин или несплошностей в массиве горной породы. Количество трещин на один погонный метр скважины приблизительно находится в пределах от 0 до 20 [7]. Максимальные напряжения для данных условий нагружения также находятся из выражений (11) и (12), однако в отличие от бурения слоистой породы, прохождение трещины сопровождается более значительным ударом. Условно можно принять, что в данный момент показатель буримости снижается до нуля и возрастает до прежнего значения. В то время как прохождение границы между слоями сопровождается скачком показателя буримости $\Delta\Pi_6 < \Pi_6$.

Для определения стойкости шарошечного долота, работающего при бурении массива горной породы, характеризующегося всеми тремя условиями нагружения, необходимо определить доли от общего количества циклов нагружения тел качения шарошек, приходящиеся на бурение однородной, слоистой и трещиноватой породы:

$$\eta_{сл} = \frac{n_{сл} \cdot n_{об}^{сл}}{n_{вр} \cdot \frac{D_1}{D_{ш}^{max}}} \cdot v_6; \quad \eta_{тр} = \frac{n_{тр} \cdot n_{об}^{тр}}{n_{вр} \cdot \frac{D_1}{D_{ш}^{max}}} \cdot v_6;$$

$$\eta_{од} = 1 - \eta_{сл} - \eta_{тр},$$

где $\eta_{од}$, $\eta_{сл}$, $\eta_{тр}$ – доли от общего количества циклов нагружения тел качения шарошек, приходящиеся на бурение однородной, слоистой и трещиноватой породы; $n_{сл}$ – количество границ между слоями породы с разными физико-механическими свойствами на один погонный метр, m^{-1} ; $n_{сл}$ – количество трещин в горной породе на один погонный метр, m^{-1} ; $n_{об}^{сл}$ – число оборотов долота, необходимое для проходки границы между слоями породы; $n_{об}^{тр}$ – число оборотов долота, необходимое для проходки трещины в массиве породы; $v_б$ – скорость бурения при имеющихся свойствах горной породы, усилии подачи и скоростью вращения бурового органа, м/мин; $n_{вр}$ – частота вращения шарошечного долота, об/мин; D_1 – диаметр шарошечного долота, м; $D_{ш}^{max}$ – максимальный диаметр шарошки, м.

Число оборотов долота, необходимое для проходки границы между слоями или трещины в массиве породы, определяется из следующих выражений:

$$n_{об}^{сл} = \delta_{сл} \cdot \frac{n_{вр}}{v_б}; \quad n_{об}^{тр} = \delta_{тр} \cdot \frac{n_{вр}}{v_б},$$

где $\delta_{сл}$ – толщина пограничного слоя или его размер вдоль оси бурового става, м; $\delta_{тр}$ – толщина трещины или ее размер вдоль оси бурового става, м.

Тогда доли от общего количества циклов нагружения тел качения шарошек, приходящиеся на бурение однородной, слоистой и трещиноватой породы:

$$\eta_{сл} = \frac{n_{сл} \cdot \delta_{сл}}{D_1^{max}}; \quad \eta_{тр} = \frac{n_{тр} \cdot \delta_{тр}}{D_1^{max}}; \quad \eta_{од} = 1 - \eta_{сл} - \eta_{тр}.$$

Таким образом, суммарное количество циклов до разрушения тел качения при различных условиях нагружения найдем из выражения:

$$L_{\Sigma} = L_{од} \cdot \eta_{од} + L_{сл} \cdot \eta_{сл} + L_{тр} \cdot \eta_{тр}. \quad (13)$$

Здесь $L_{од}$ – количество циклов до разрушения тел качения при бурении однородной породы; $L_{сл}$ – количество циклов до разрушения тел качения при таких условиях бурения, когда каждый цикл нагружения будет характеризоваться нагрузками, соответствующими преодолению границ между слоями породы с различными физико-механическими свойствами; $L_{тр}$ – количество циклов до разрушения тел качения при таких условиях бурения, когда каждый цикл нагружения будет характеризоваться нагрузками, соответствующими преодолению трещин или несплошностей в массиве горной породы.

Для условий бурения однородной породы выражение (4) для ресурса роликовых опор качения примет вид

$$L_{од} = 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{р.уд.}^{max}} \right)^{10/3} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{р.уд.}^{max} - \sigma_p^{max}}{2} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_{р.уд.}^{max} + \sigma_p^{max}}{2}}.$$

Для условий бурения слоистой породы выражение (4) примет вид

$$L_{сл} = 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{р.уд.}^{\Sigma}} \right)^{10/3} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{р.уд.}^{\Sigma} - \sigma_p^{max}}{2} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_{р.уд.}^{\Sigma} + \sigma_p^{max}}{2}}.$$

Для условий бурения слоистой породы, поскольку минимальное напряжение цикла $\sigma_{min} = 0$, выражение (4) примет вид

$$L_{сл} = 10^6 \cdot \left(\frac{\sigma_{\sigma}}{\sigma_{р.уд.}^{\Sigma}} \right)^{10/3} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{р.уд.}^{\Sigma}}{2} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\sigma}} \cdot \frac{\sigma_{р.уд.}^{\Sigma}}{2}}.$$

С учетом представленных уравнений определения ресурса опор качения шарошек, можно определить расчетную стойкость буровых долот с коническими шарошками:

$$T = \frac{L_{\Sigma}}{2 \cdot n_{вр} \cdot \frac{D_1}{D_{ш}^{max}}} \cdot v_б, \text{ М,}$$

где $D_{ш}^{max}$ – максимальный диаметр шарошки.

Для трехшарошечных долот:

$$T = \frac{L_{\Sigma}}{2 \cdot n_{вр} \cdot 1,7} \cdot v_б, \text{ М,}$$

Представленная методика позволяет проанализировать соотношение производительности бурового станка шарошечного бурения и ресурса бурового долота при бурении пород, характеризующихся различными показателями буримости, количеством и размером трещин и слоев породы с различными физико-механическими свойствами.

С использованием разработанной методики построено несколько зависимостей для пород со средним показателем буримости $P_б = 10, 15, 20$, значительно отличающихся по трещиноватости и слоистости (рис. 2). Вертикальными линиями разграничены участки кривых, соответствующие усилению подачи бурового става, в диапазоне, рекомендуемом заводом-изготовителем для шарошечных долот типа ОК-ПВ.

При анализе кривых при изменении количества трещин и слоев горной породы значительно изменяется стойкость долот. С экономической точки зрения, более оправданным является использование следующего соотношения:

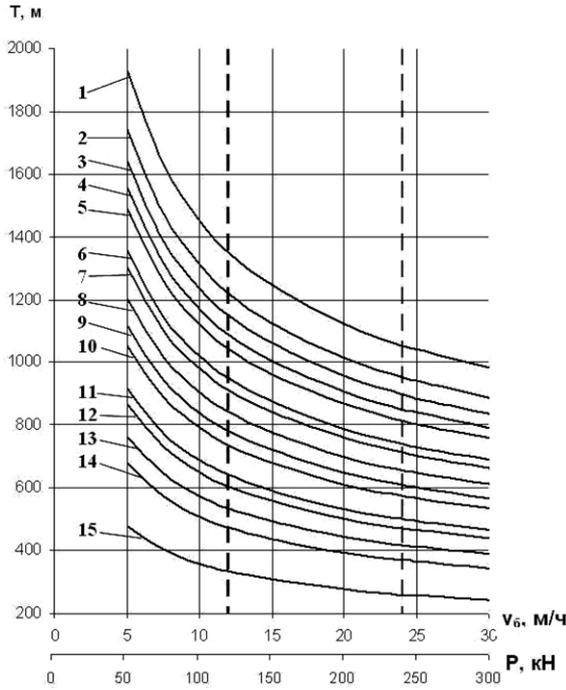
$$S = \gamma \cdot t_в + \gamma / v_б + C_d / T = f(T / v_б), \quad (14)$$

где S – удельные затраты на бурение, руб/м; C_d – стоимость долота, руб; $t_в$ – удельные затраты времени на вспомогательные операции, мин/м; γ – стоимость машино-часа производственной работы БС, выраженная соотношением $\gamma = A / (T_c \cdot \eta)$; A – стоимость машино-смены, руб; T_c – продолжительность смены, ч; η – коэффициент эффективного использования станка в течение смены. Для выполнения условия $S \rightarrow \min$ необходимо найти дифференциал $dS/dT = 0$. Отсюда соотношение стойкости долота и скорости бурения для оптимальной эффективности функционирования

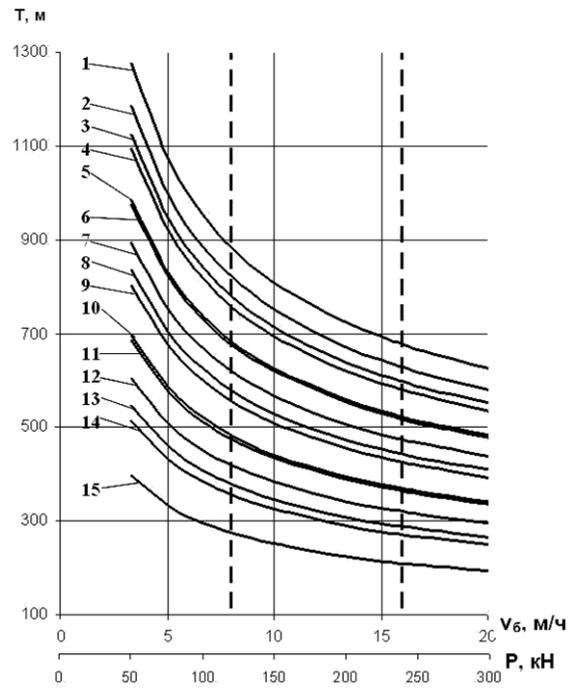
технической системы «буровой станок – шарошечное долото – горная порода» найдем из выражения (15):

$$\frac{T_{omm}}{v_0} = \left(\sqrt{\frac{\gamma}{C_d \cdot \phi}} - 1 \right) / \left(\frac{\gamma}{C_d} - \phi \right), \quad (15)$$

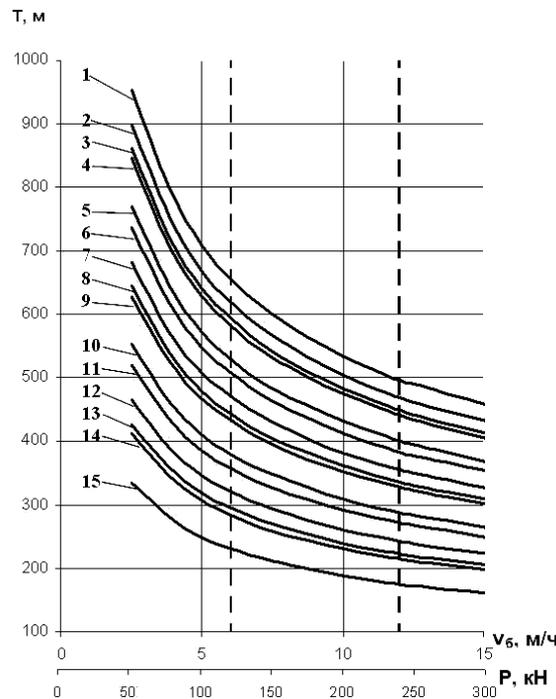
где v_0 – начальная скорость бурения, м/ч; ϕ – коэффициент интенсивности падения скорости бурения во времени вследствие изнашивания долота, ч⁻¹.



a



b



v

Рис. 2. Зависимости стойкости шарошечных долот, скорости бурения и усилия подачи бурового става:

- a – $\Pi_6 = 10$; б – $\Pi_6 = 15$; в – $\Pi_6 = 20$. На графиках a, б, в характеристики породы для кривых:
- 1) $n_{сл} = 0, n_{тр} = 0$; 2) $n_{сл} = 10, \Delta\Pi_6 = 2, n_{тр} = 0$; 3) $n_{сл} = 10, \Delta\Pi_6 = 4, n_{тр} = 0$; 4) $n_{сл} = 20, \Delta\Pi_6 = 2, n_{тр} = 0$;
 - 5) $n_{сл} = 0, n_{тр} = 10$; 6) $n_{сл} = 20, \Delta\Pi_6 = 4, n_{тр} = 0$; 7) $n_{сл} = 10, \Delta\Pi_6 = 2, n_{тр} = 10$; 8) $n_{сл} = 10, \Delta\Pi_6 = 4, n_{тр} = 10$;
 - 9) $n_{сл} = 20, \Delta\Pi_6 = 2, n_{тр} = 10$; 10) $n_{сл} = 0, n_{тр} = 20$; 11) $n_{сл} = 20, \Delta\Pi_6 = 4, n_{тр} = 10$; 12) $n_{сл} = 10, \Delta\Pi_6 = 2, n_{тр} = 20$;
 - 13) $n_{сл} = 20, \Delta\Pi_6 = 4, n_{тр} = 10$; 14) $n_{сл} = 20, \Delta\Pi_6 = 2, n_{тр} = 20$; 15) $n_{сл} = 20, \Delta\Pi_6 = 4, n_{тр} = 20$

Подводя итог, можно отметить необходимость применения данной методики для определения рекомендуемых значений соотношения стойкости шарошечного долота и скорости бурения, соответствующего оптимальной эффективности функционирования технической системы «буровой станок – шарошечное долото – горная порода». В свою очередь значения стойкости долота и скорости бурения должны контролироваться в постоянном режиме с учетом изменяющихся свойств горной породы.

Библиографические ссылки

1. Шигина А. А., Шигин А. О., Ступина А. А. Сравнительная оценка методов анализа эффективности функционирования буровых станков // *Современные проблемы науки и образования*. 2012. № 6.
2. Подэрни Р. Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ : учеб. пособие. 4-е изд. М. : Изд-во МГГУ, 2001.
3. Техника, технология и опыт бурения скважин на карьерах / под ред. В. А. Перетолчина. М. : Недра, 1993.
4. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. Т. 2. 8-е изд., перераб. и доп. / под ред. И. Н. Жестковой. М. : Машиностроение, 2001.
5. Решетов Д. Н. Детали машин : учебник. 4-е изд. М. : Машиностроение, 1989.

6. Шигин А. О., Гилев А. В. Методика расчета усталостной прочности как основного фактора стойкости шарошечных долот // *Вестн. Иркут. гос. техн. ун-та*. 2012. № 3. С. 22–27.

7. Борисов А. А. Механика горных пород и массивов. М. : Недра, 1980.

References

1. Shigina A. A., Shigin A. O., Stupina A. A. *Sovremennye problemy nauki i obrazovanija*, 2012, no. 6, available at: www.science-education.ru/106-7924.
2. Podjerni R. Ju. *Gornye mashiny i komplekсы dlja otkrytyh работ* (Mining machines and complexes for open cast mining). Moscow, MGGU, 2001, 422 p.
3. Equipment, technology and experience of bore-hole drilling on quarries (*Tehnika, tehnologija i opyt burenija skvazhin na kar'erah*). Moscow, Nedra, 1993, 286 p.
4. Anurev V. I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelja* (Directory of the designer-mechanician). Moscow, Mashinostroenie, 2001, 912 p.
5. Reshetov D. N. *Detali mashin* (Machinery). Moscow, Mashinostroenie, 1989, 496 p.
6. Shigin A. O., Gilev A. V. *Vestnik Irkutskogo Gosudarstvennogo Tehnicheskogo Universiteta*, 2012, no. 3 (62), pp. 22–27.
7. Borisov A. A. *Mehanika gornyh porod i massivov* (Rock mechanics and massifs). Moscow, Nedra, 1980, 360 p.

© Ступина А. А., Шигина А. А., Шигин А. О., 2013

УДК 681.34

ФОРМИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ АСУ КОСМИЧЕСКИХ СИСТЕМ СВЯЗИ И НАВИГАЦИИ*

Р. Ю. Царев¹, Д. В. Капулин², Г. А. Сидорова¹, М. А. Сержантова¹, Н. А. Бесчастная¹

¹Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М. Ф. Решетнева
Россия, 660014, Красноярск, просп. им. газ. «Красноярский рабочий», 31. E-mail: rahatamatahata@mail.ru

²Сибирский федеральный университет
Россия, 660074, Красноярск, ул. Академика Киренского, 26а

Определены задачи и этапы формирования структуры АСУ космических систем связи и навигации, выделены уровни детализации построения системы. Разработана схема комбинированной реализации оптимизационных и имитационных моделей для формирования оптимальной структуры АСУ космических систем связи и навигации.

Ключевые слова: космические системы, формирование, оптимизация, структура, система управления.

* Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение 14.В37.21.0116 «Модели, методы и алгоритмы синтеза и управления развитием кластерных структур АСУ космических систем связи и навигации».