

УДК 622.232.76:519.87(045)(476)

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ПРОЦЕССА ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ШНЕКОВОГО БУРЕНИЯ

Казаченко Г.В., Нагорский А.В. (Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Беларусь), Ярмолинский В.К. (Унитарное предприятие «Институт горного дела», г. Солигорск, Беларусь)

*Работа посвящена обоснованию рациональных соотношений между конструктивными и режимными параметрами буровых шнековых установок, позволяющих в конкретных геолого-технических условиях обеспечить максимально возможную механическую скорость бурения горизонтальных скважин.*

*Необходимость проведения данной работы обусловлена существенным отличием взаимодействия разрыхленной горной породы в горизонтальной скважине по сравнению с вертикальной, как с поверхностью скважины, так и со шнеком. Это требует соответствующего уточнения математической модели процесса бурения, что и рассмотрено в предлагаемой статье.*

Ключевые слова: шнековое бурение, математическая модель, горизонтальные скважины.

### Введение

При пересечении подземными горными выработками геологических нарушений в массиве залежи во избежание газодинамических явлений, согласно регламенту ведения горных работ, требуется предварительное инициирование буровзрывным способом мест возможной концентрации горного давления в зоне нарушения. Одной из проблем, с которой приходится сталкиваться при шнековом бурении горизонтальных и слабонаклонных (до  $25^\circ$ ) взрывных шпуров в пластичных и вязких глинисто-соляных и глинисто-доломитовых породах без продувки воздухом или промывки рассолом – это большая вероятность заштыбовки бурового инструмента мелочью и последующее его неизбежное «заклинивание», приводящее к потере инструмента и шпура. Ликвидация таких аварийных ситуаций требует дополнительных затрат средств и времени, что приводит к снижению производительности, как при бурении «взрывных» шпуров, так и при добыче полезного ископаемого.

Из анализа существующей проблемы [1] следует, что ее разрешение состоит в определении методов рационального выбора регулируемых режимных параметров применяемого бурового оборудования, позволяющих проводить процесс в установившемся режиме, исключая заштыбовку бурового инструмента при максимально допустимой механической скорости бурения. Один из таких методов – это аналитическое исследование рабочего процесса горизонтального шнекового бурения с помощью его математической модели, включающей в себя основные функциональные соотношения между геометрическими, кинематическими, силовыми и энергетическими параметрами буровой установки и физико-механическими свойствами горных пород.

Целью данной работы является формирование математической модели установившегося процесса горизонтального шнекового бурения шпуров и скважин, учитывающей горно-геологические условия бурения, технические возможности применяемого бурового инструмента и оборудования, физико-механические свойства выбуренной горной массы. В основу построения математической модели установившегося процесса горизонтального шнекового бурения положено условие необходимости одновременно

го соблюдения двух балансовых соотношений: по объему разрушаемой долотом и транспортируемой шнеком из скважины породы, по соответствию установленной мощности буровой установки затратам мощности на выполнение всех операций проходки горизонтальной скважины.

### Моделирование установившегося процесса горизонтального шнекового бурения по условию баланса производительности

Схема взаимодействия шнековой бурильной колонны с массивом горной породы при проходке горизонтальной скважины, соответственно в ее продольном и поперечном сечениях, представлена на рисунках 1а, 1б. Установившийся процесс бурения представляет собой непрерывное срезание стружки долотом 1 с поверхности массива горной породы на забое скважины и одновременное транспортирование разрыхленной горной массы винтовой спиралью 3 шнекового става 2 от забоя к устью скважины.

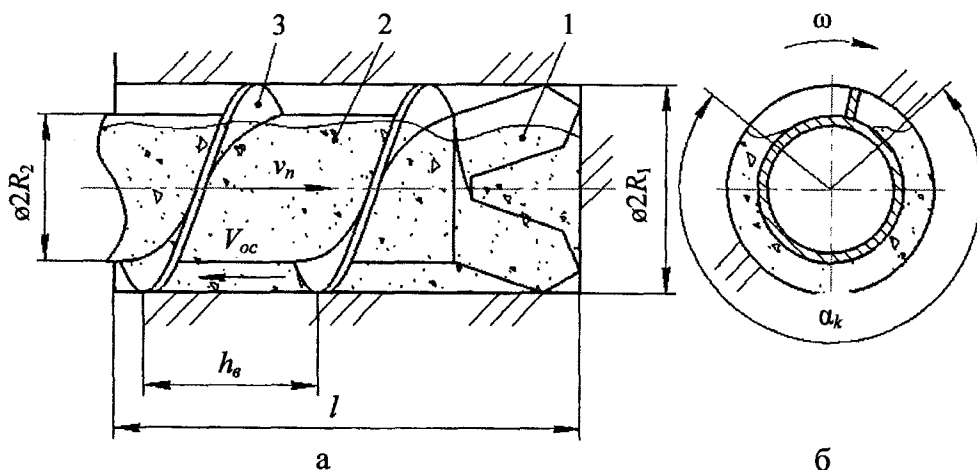


Рисунок 1. – Расчетная схема процесса горизонтального шнекового бурения

Непрерывное бурение с некоторой установившейся механической скоростью проходки скважины может быть обеспечено при выполнении, как минимум, двух условий [2]: первое – достаточная мощность приводов вращателя и механизма подачи буровой установки, второе – достаточная производительность шнекового става по транспортируемому объему разрыхленной горной массы. Последнее из двух названных условий записывается в виде:

$$Q_u = Q_d, \quad (1)$$

где  $Q_u$  – транспортная производительность шнека по объему горной массы;

$Q_d$  – производительность долота по экскавируемой горной породе в том же исчислении.

Объемная производительность долота по экскавируемой горной породе в установившемся режиме бурения определяется:

$$Q_d = \pi R_1^2 v_n, \quad (2)$$

где  $R_1$  – радиус скважины, который приближенно может быть принят равным внешнему радиусу винтовой спирали 3 шнекового става (рисунок 1а);

$v_n$  – установившееся значение скорости подачи бурового инструмента на забой скважины.

Если моделировать транспортное перемещение разрыхленной горной массы из скважины как поступательное ее движение вдоль оси вращающегося шнека, то установившуюся транспортную производительность шнека в пересчете на объем горной породы в массиве залежи можно выразить следующим образом:

$$Q_u = \frac{k_v}{k_p} \pi (R_1^2 - R_2^2) (v_{oc} - v_n), \quad (3)$$

где  $k_v$  – коэффициент заполнения объема рабочего пространства шнека измельченной породой;

$k_p$  – коэффициент разрыхления горной породы;

$R_2$  – наружный радиус ступицы шнека;

$v_{oc}$  – осевая скорость перемещения породы относительно буровой колонны;

$(v_{oc} - v_n)$  – установившееся значение скорости перемещения горной массы в скважине.

Скорость  $v_{oc}$  может быть выражена как поступательная скорость перемещения горной массы относительно вращающегося шнека:

$$v_{oc} = h_s \frac{\omega}{2\pi} k_\omega, \quad (4)$$

где  $h_s$  – шаг направляющей винтовой линии спирали шнека;

$\omega$  – угловая скорость вращения буровой колонны;

$k_\omega$  – коэффициент циркуляции, учитывающий транспортные потери в виде пересыпания (циркуляции) некоторой части горной массы в межвитковом пространстве шнека.

После подстановки выражений (2)-(4) в соотношение (1) из последнего может быть определено требование к скорости вращения буровой колонны  $\omega$ , обеспечивающей баланс производительности по экскавации и выносу горной породы из скважины:

$$\omega \geq \frac{2\pi v_n [R_1^2 k_p + (R_1^2 - R_2^2)]}{h_s k_v k_\omega (R_1^2 - R_2^2)}. \quad (5)$$

Коэффициент заполнения межвиткового пространства горизонтально расположенного шнека измельченной породой может быть выражен через отношение площадей:

$$k_v = \frac{S_n}{S_u} = \frac{\alpha_k}{2\pi}, \quad (6)$$

где  $S_n$  – площадь сектора в нормальном сечении скважины, занимаемого транспортируемой горной массой,  $S_n = \frac{\alpha_k}{2} (R_1^2 - R_2^2)$ ;

$\alpha_k$  – угол этого сектора (рисунок 1б);

$S_u$  – площадь кругового кольца в нормальном сечении скважины, занимаемого винтовой спиралью шнека,  $S_u = \pi (R_1^2 - R_2^2)$ .

Баланс производительности по разрушенной долотом горной породе и транспортируемой шнеком горной массе с учетом (6) записывается в виде:

$$k_p \pi R_1^2 v_n = \frac{\alpha_k k_\omega}{2\pi} \pi (R_1^2 - R_2^2) (v_{oc} - v_n), \quad (7)$$

откуда значение угла сектора, занимаемого измельченной горной массой в установившемся режиме бурения:

$$\alpha_k = \frac{2\pi k_p R_1^2 v_n}{k_\omega (R_1^2 - R_2^2) (v_{oc} - v_n)}. \quad (8)$$

### Моделирование установившегося процесса горизонтального шнекового бурения по условию энергетического баланса

Установленная мощность приводов вращателя и механизма подачи бурового станка  $N_{уст}$ , обеспечивающих установившийся процесс бурения с известной минимальной скоростью вращения буровой колонны (5) и предельно допустимой механической скоростью бурения из условия (1), для некоторого заданного интервала бурения должна отвечать требованию

$$N_{уст} \geq N_p + N_n + N_m + N_d, \quad (9)$$

где  $N_p$  – затраты мощности привода вращателя на разрушение горной породы долотом;

$N_n$  – затраты мощности привода механизма подачи на подачу бурового инструмента на забой скважины;

$N_m$  – затраты мощности привода вращателя на транспортирование шнеком измельченной горной массы из скважины;

$N_d$  – затраты мощности привода вращателя на преодоление шнеком сопротивления породы движению, связанные с изменением во времени ее массы и количества движения.

Затраты мощности на разрушение горных пород долотом при вращательном бурении [1]:

$$N_p = e_p Q = \pi R_1^2 k_1 c_1 \left( \frac{2\pi v_n}{\omega z} \right)^{c_2} \cdot v_n, \quad (10)$$

где  $e_p$  – удельные затраты мощности на разрушение массива горной породы резанием,

$$e_p = k_1 c_1 \left( \frac{2\pi v_n}{\omega z} \right)^{c_2};$$

$c_1$  – коэффициент, характеризующий прочностные свойства массива;

$k_1$  – коэффициент, учитывающий изменение напряженно-деформированного состояния породного массива по сравнению с эталонным образцом, с помощью которого определен коэффициент  $c_1$ ;

$2\pi v_n / \omega z$  – толщина стружки, снимаемой режущими элементами долота;

$z$  – среднее число резцов в линиях резания режущих элементов;

$c_2$  – показатель степени, характеризующий интенсивность влияния толщины срезаемой стружки на удельные затраты мощности при вращательном бурении.

Затраты мощности на подачу долота на забой:

$$N_n = P_n v_n, \quad (11)$$

где  $P_n$  – осевая сила сопротивления массива горной породы подаче долота на забой скважины.

В первом приближении эта сила может быть принята пропорциональной приведенной равнодействующей сил сопротивления резанию  $P_p$ , которая определяется из соотношения:

$$P_p = \frac{N_p}{\omega r_p}, \quad (12)$$

где  $r_p$  – плечо приведенной равнодействующей сил сопротивления резанию горной породы многолезвийным долотом.

В соответствии с методикой [3] величина радиуса, на котором приложена приведенная равнодействующая сил сопротивления резанию породы многолезвийным долотом

$$r_p = \frac{R_1}{\sqrt{2}}. \quad (13)$$

Осевая сила сопротивления массива горной породы подаче долота на забой с учетом (12) и (13)

$$P_n = k_n P_p = \frac{\sqrt{2} k_n}{R_1} \cdot \frac{N_p}{\omega}, \quad (14)$$

где  $k_n$  – коэффициент пропорциональности между силами сопротивления резанию и сопротивлению подаче.

В итоге затраты мощности на подачу долота на забой моделируются комплексом:

$$N_n = \sqrt{2} \pi R_1 k_n k_1 c_1 \left( \frac{2\pi v_n}{\omega z} \right)^{c_2} \cdot \frac{v_n^2}{\omega}. \quad (15)$$

Необходимо отметить, что определяемая по формуле (12) приведенная равнодействующая сил сопротивления резанию является некоторой условной силой, которая равна действию распределенных по забою скважины сил сопротивления резанию отдельных режущих элементов.

Затраты мощности привода вращателя на преодоление сил трения между шнеком и горной массой, а также горной массой и стенкой скважины в установившемся режиме:

$$N_m = M_{mp} \omega + F_{mp} (v_{oc} - v_n), \quad (16)$$

где  $M_{mp}$  – суммарный момент элементарных сил трения частиц измельченной породы о поверхность спирали вращающегося шнека;

$F_{mp}$  – сила трения транспортируемой шнеком горной массы о стенку скважины.

С целью определения значений момента  $M_{mp}$  рассмотрим поперечное сечение транспортирующей части буровой колонны (рисунок 2). Обозначив величину давления транспортируемого материала на поверхность спирали шнека  $p$ , суммарный момент трения  $M_{mp}$  можно представить в виде:

$$M_{mp} = n \iint_{S_s} f p r dS_s, \quad (17)$$

где  $n$  – текущее число витков спирали, участвующих в транспортировании горной массы;  
 $f$  – коэффициент трения между транспортируемой горной массой и спиралью шнека;

$r$  – радиус окружности в нормальном сечении скважины, характеризующий удаление точки на поверхности спирали шнека от оси вращения шнека;

$dS_g$  – дифференциал площади элементарной площадки винтовой поверхности спирали, контактирующей с горной массой.

Приняв с небольшой погрешностью, что площадь одного витка поверхности спирали шнека практически не отличается от площади нормального сечения скважины, т.е.  $S_g = S_n$ , выразим дифференциал площади элементарной площадки поверхности спирали в полярных координатах:

$$dS_g = dS_u = r d\alpha dr. \quad (18)$$

Далее выражение (17) с учетом (18) запишем следующим образом:

$$M_{mp} = n \int_0^{\alpha_k} \int_{R_2}^{R_1} f p r^2 d\alpha dr, \quad (19)$$

где  $\alpha_k$  – угол контакта (8) горной массы со стенкой скважины в ее нормальном сечении.

Считая значения коэффициента трения  $f$  транспортируемой горной массы по поверхности спирали шнека и ее давления  $p$  на эту поверхность постоянными, из (19) получим:

$$M_{mp} = \frac{fp(R_1^3 - R_2^3)}{3} \alpha_k n. \quad (20)$$

Следует отметить, что величина давления  $p$  не зависит от величины шага  $h_n$  направляющей винтовой линии транспортирующей поверхности и от угла наклона последней к оси колонны, и с учетом (18) может быть определена по формуле:

$$p = \frac{P_{oc}}{nS_g}, \quad (21)$$

где  $P_{oc}$  – текущее значение общей осевой силы сопротивления перемещению горной массы в скважине, изменяющееся по мере углубления скважины:

$$P_{oc} = F_{mp} = f_1 m_n g, \quad (22)$$

где  $f_1$  – коэффициент трения транспортируемой горной массы о стенку скважины;  
 $m_n$  – текущее значение массы транспортируемой породы:

$$m_n = k_p \rho \frac{Q_d l}{v_{oc} - v_n} = k_p \rho \pi R_1^2 \frac{l \cdot v_n}{v_{oc} - v_n}, \quad (23)$$

где  $\rho$  – плотность горной массы;

$l$  – текущая длина скважины (рисунок 1а);

$S_g$  – часть площади винтовой поверхности спирали шнека, контактирующей с перемещаемой в скважине горной массой (рисунок 2), которая может быть определена из баланса производительности долота и шнека:

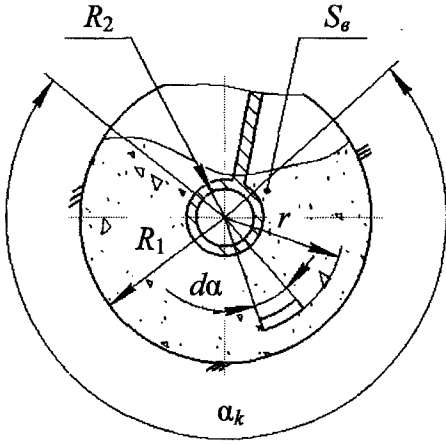


Рисунок 2. – К определению момента трения горной массы о винтовую поверхность спирали шнека

$$\pi R_1^2 v_n k_p = S_a (v_{oc} - v_n) k_w. \quad (24)$$

Откуда

$$S_a = \frac{\pi k_p R_1^2 v_n}{k_w (v_{oc} - v_n)}. \quad (25)$$

После подстановки (23) в (22) получим:

$$P_{oc} = f_1 k_p \rho \pi R_1^2 g \frac{l \cdot v_n}{v_{oc} - v_n}. \quad (26)$$

Давление  $p$  со стороны горной массы на поверхность винтовой спирали шнека с учетом соотношений (25), (26):

$$p = f_1 \rho g \frac{l}{n}. \quad (27)$$

Подставив далее значение (27) в (20), получим:

$$M_{mp} = \frac{f f_1 \rho g (R_1^3 - R_2^3)}{3} l \alpha_k. \quad (28)$$

В итоге затраты мощности вращателя буровой установки на транспортирование горной массы в соответствии с (16) и учетом (23) и (8):

$$N_m = f_1 k_p \rho \pi R_1^2 g \left[ \frac{2f(R_1^3 - R_2^3)}{3(R_1^2 - R_2^2)} \omega + 1 \right] \cdot \frac{l \cdot v_n}{v_{oc} - v_n}. \quad (29)$$

При моделировании процесса шнекового бурения необходимо учитывать величину составляющей затрат мощности вращателя буровой установки, присутствие которой обусловлено изменением во времени массы и количества движения транспортируемой шнеком породы. В соответствии с теоремой об изменении количества движения, импульс силы, приложенной к горной массе со стороны шнека за некоторый промежуток времени:

$$R_{oc} \cdot dt = d(m_n v), \quad (30)$$

где  $v$  – абсолютная скорость транспортирования горной массы,  $v = v_{oc} - v_n$ ;

$R_{oc}$  – составляющая равнодействующей осевой силы, действующая на горную массу со стороны спирали шнека, вызванная постоянным увеличением массы породы.

В установившемся режиме бурения  $v = \text{const}$ , поэтому (30) приводится к виду:

$$R_{oc} = \frac{dm_n}{dt} v. \quad (31)$$

Так, как

$$\frac{dm_n}{dt} = \rho Q_d, \quad (32)$$

зависимость составляющей осевой силы сопротивления перемещению горной массы в скважине, обусловленная увеличением ее массы во времени, принимает вид:

$$R_{oc} = \rho Q_d v. \quad (33)$$

В итоге дополнительные затраты мощности привода вращателя, обусловленные изменением массы транспортируемой шнеком породы:

$$N_{\delta} = R_{oc} \cdot v = \rho Q_{\delta} (v_{oc} - v_n)^2. \quad (34)$$

### Заключение

Сформированы основные функциональные соотношения между геометрическими, кинематическими, силовыми и энергетическими параметрами буровой установки и физико-механическими свойствами горных пород. Полученные соотношения позволяют моделировать установившиеся процессы бурения горизонтальных шпуров и скважин, актуальность исследования которых вызвана необходимостью решения упомянутых выше неотложных задач практики. С помощью созданной модели представляется возможность разработки алгоритмов и номограмм для выбора оптимальных режимных параметров существующего бурового оборудования, позволяющих в практике бурения обеспечить максимальную механическую скорость проходки горизонтальных горных выработок, гарантированно исключая осложнения и аварийные ситуации. Нам представляется перспективным использование предложенного метода моделирования установившихся процессов шнекового бурения для оптимизации конструктивных параметров бурового инструмента и разработки систем автоматического регулирования режимных параметров шнековых буровых установок.

### Список использованных источников

1. Казаченко, Г.В. Исследование процесса шнекового бурения. Часть 1. Формирование математической модели рабочего процесса в установившемся режиме бурения / Г.В. Казаченко, А.В. Нагорский, Г.А. Басалай // Горная механика и машиностроение. – 2012. – № 3. – С. 65-74.
2. Исследование процесса шнекового бурения. Часть 2. Производительность и методика расчета ее характеристик / Г.В. Казаченко [и др.] // Горная механика и машиностроение. – 2013. – № 3. – С. 53-60.
3. Казаченко, Г.В. Число резцов в линии резания и неравномерность силы резания / Г.В. Казаченко // Горная механика. – 2007. – № 3. – С. 45-50.

---

**Kazachenko G.V., Nagorsky A.V., Yarmolinsky V.K.**

### **Mathematical model of the steady process of horizontal auger drilling**

*The work is devoted to demonstration of rational relationships between design and operating parameters of drilling augers, which, in specific geological and technical conditions, provide the maximum possible mechanical speed of drilling horizontal wells.*

*The reasoning of the work is based on the essential difference between the interaction of the loosened rock in a horizontal well compared to a vertical one, both with the top of the well and with the auger. This requires a corresponding refinement of the mathematical model of the drilling process and this is discussed in the article.*

**Keywords:** *auger drilling, mathematical model, horizontal wells.*

Поступила в редакцию 25.07.2017 г.