

**УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ИНСТРУМЕНТА
ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГЕОХОДА**

*В.В. Аксенов***, д.т.н., проф., А.А. Хорешок****, д.т.н., проф., А.Н. Ермаков***, К.А. Ананьев****

**Институт угля СО РАН, г. Кемерово*

***Юргинский технологический институт (филиал) ТПУ, г. Юрга*

****Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, г. Кемерово*

650000, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28, тел. (3842)-39-69-40

E-mail: ananiev_k@rambler.ru

Для аналитического исследования движения рабочего инструмента, установленного на барабанном исполнительном органе геолохода [1, 2] необходимо знать общие уравнения движения точки (резца) на барабане в обобщенных координатах.

При работе инструмент, установленный на барабане, который в свою очередь закреплен на головной секции геолохода, совершает сложное движение (рис.1):

- вращательное движение с угловой скоростью ω_2 относительно оси барабана, на котором он установлен;
- переносное вращательное движение с угловой скоростью ω_1 вместе с барабаном относительно оси геолохода;
- поступательное движение на забой с геолоходом со скоростью V_0 .

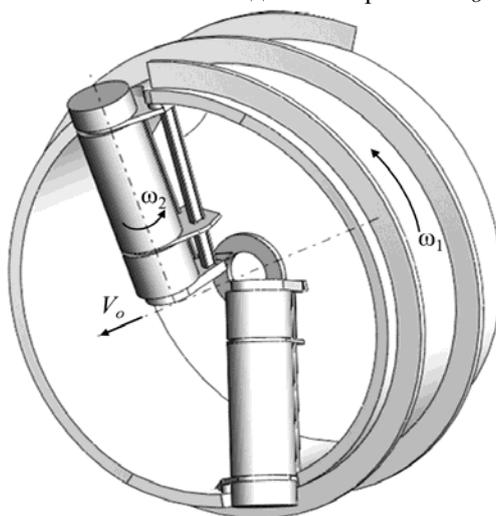


Рис. 1. Схема геолохода с барабанным исполнительным органом

Важным отличием в работе барабанного исполнительного органа геолохода от традиционных планетарных является наличие жесткой связи между вращательным движением с угловой скоростью ω_1 и поступательным движением на забой со скоростью V_0 .

$$V_0 = \frac{\omega_1 h_b}{2\pi},$$

где h_b – шаг винтовой лопасти внешнего движителя.

В общем виде уравнение движения произвольной точки M на режущей кромке резца можно представить как функцию от ряда параметров [3]:

$$A_M = f(a_1, a_2, \dots, a_k; b_1, b_2, \dots, b_l; c_1, c_2, \dots, c_m; \omega_1, \omega_2; V_0; l_c; \xi; t),$$

где a_1, a_2, \dots, a_k – конструктивные параметры рабочей части резца; b_1, b_2, \dots, b_l – установочные параметры резца; c_1, c_2, \dots, c_m – конструктивные параметры барабана и установочные параметры барабана на геолоходе; ω_1, ω_2 – угловые скорости геолохода и барабана соответственно; V_0 – скорость подачи геолохода в направлении забоя; l_c – положение точки установки резца на барабане; ξ – параметр, определяющий положение исследуемой точки M на режущей кромке резца; t – время.

Для схемы на рис.2 общее уравнение движения точки M , заданной на режущей кромке породоразрушающего инструмента в матричной форме задается векторным произведением нескольких компонентов [3, 4, 5]:

$$A_M = A_\Gamma \times A_{BA} \times U_6 \times A_{CB} \times A_{DC} \times T_{MD}, \quad (1)$$

где A_r – матрица абсолютного движения геохода относительно неподвижных координат; A_{BA} – матрица преобразования координат системы барабана $X_B Y_B Z_B$ до системы координат геохода $X_A Y_A Z_A$; U_6 – матрица вращения барабана относительно оси Y_B ; A_{CB} – матрица переноса системы резца $X_C Y_C Z_C$ в систему барабана $X_B Y_B Z_B$; A_{DC} – матрица перехода от системы координат твердосплавной вставки $X_D Y_D Z_D$ к системе резца $X_C Y_C Z_C$; T_{MD} – координаты точки M в системе координат $X_D Y_D Z_D$.

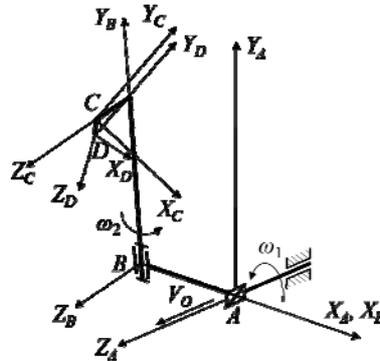


Рис. 2. Схема движения рабочего инструмента

Матрица абсолютного движения геохода относительно неподвижных координат, учитывающая поступательное перемещение вдоль оси Z_A со скоростью V_O и вращение относительно этой же оси с угловой скоростью ω_1 имеет вид:

$$A_r = \begin{bmatrix} \cos(\omega_1 t) & -\sin(\omega_1 t) & 0 & 0 \\ \sin(\omega_1 t) & \cos(\omega_1 t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & V_O t \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Матрица преобразования координат системы барабана $X_B Y_B Z_B$ до системы координат геохода $X_A Y_A Z_A$ учитывает наклон барабана на угол β_6 относительно оси X_A и смещение оси вращения барабана относительно центральной оси геохода на величину a (рис. 3).

$$A_{BA} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -a \\ 0 & \cos(-\beta_6) & -\sin(-\beta_6) & 0 \\ 0 & \sin(-\beta_6) & \cos(-\beta_6) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

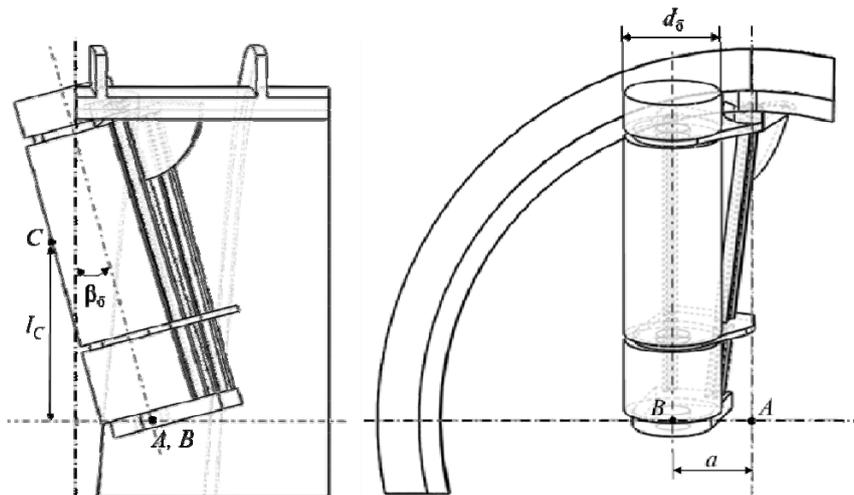


Рис. 3. Схема установки барабана на геоходе

Вращение барабана относительно оси Y_B с угловой скоростью ω_2 (см. рис. 2) описывается матрицей:

$$U_{\delta} = \begin{bmatrix} \cos(\omega_2 t) & 0 & \sin(\omega_2 t) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(\omega_2 t) & 0 & \cos(\omega_2 t) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Матрица переноса системы реза $X_C Y_C Z_C$ в систему барабана $X_B Y_B Z_B$ представляется следующим образом:

$$A_{CB} = \begin{bmatrix} U_{CB} & T_{CB} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

где U_{CB} – матрица поворота реза на установочные углы θ_{δ} , θ_{π} , θ_{τ} в системе барабана $X_B Y_B Z_B$ (рис. 4) размерностью 3×3 ; T_{CB} – вектор переноса системы реза $X_C Y_C Z_C$ в систему барабана $X_B Y_B Z_B$ системы реза $X_C Y_C Z_C$ в систему барабана $X_B Y_B Z_B$.

$$T_{CB} = \begin{bmatrix} 0 \\ l_C \\ d_{\delta}/2 \end{bmatrix}.$$

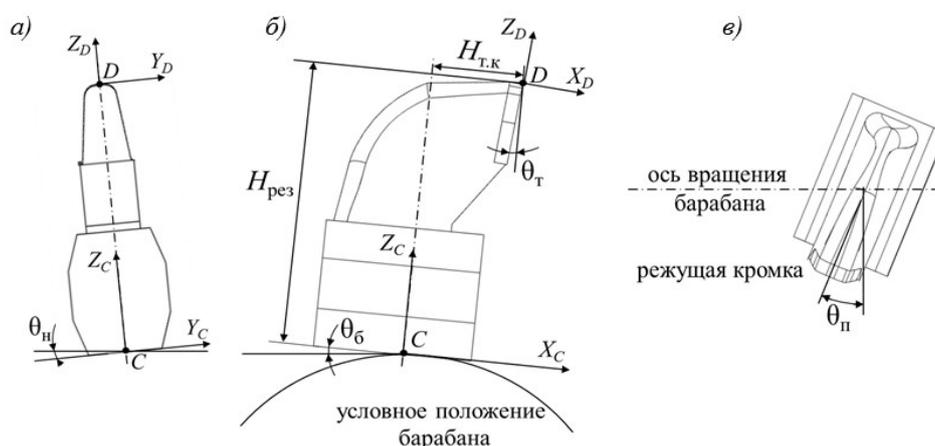


Рис. 4. Установочные углы реза на барабане

Вид матрицы поворота реза на установочные углы θ_{δ} , θ_{π} , θ_{τ} в системе барабана $X_B Y_B Z_B$ зависит от последовательности поворотов. В случае поворота сначала на угол θ_{π} , затем на θ_{δ} , затем на θ_{τ} матрица U_{CB} представляется в виде векторного произведения:

$$U_{CB} = U_{Z_B} \times U_{Y_B} \times U_{X_B},$$

где

$$U_{Z_B} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{\pi}) & -\sin(\theta_{\pi}) & 0 \\ \sin(\theta_{\pi}) & \cos(\theta_{\pi}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; U_{Y_B} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{\delta}) & 0 & \sin(\theta_{\delta}) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\theta_{\delta}) & 0 & \cos(\theta_{\delta}) \end{bmatrix}; U_{X_B} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_{\tau}) & -\sin(\theta_{\tau}) \\ 0 & \sin(\theta_{\tau}) & \cos(\theta_{\tau}) \end{bmatrix} -$$

матрицы поворота реза относительно оси Z_B на угол θ_{π} , относительно оси Y_B на угол θ_{δ} , относительно оси X_B на угол θ_{τ} .

В этих уравнениях знаки у углов установки рабочего инструмента могут быть как положительными, так и отрицательными.

Матрица перехода от системы координат твердосплавной вставки $X_D Y_D Z_D$ к системе реза $X_C Y_C Z_C$ (рис. 4) для радиального реза, взятого в качестве примера, имеет вид:

$$A_{DC} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{\tau}) & 0 & \sin(\theta_{\tau}) & -H_{\tau,к} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(\theta_{\tau}) & 0 & \cos(\theta_{\tau}) & -H_{рез} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

Координаты точки M в системе координат $X_D Y_D Z_D$ для радиального резца (рис. 5, б) определяются вектором

$$T_{MD} = \begin{cases} \begin{bmatrix} 0 \\ \xi \\ -|\xi| \operatorname{ctg}(\beta_p) + r_p \left(\frac{1}{\sin(\beta_p)} - 1 \right) \\ 1 \end{bmatrix} & \text{— при } r_p \cos(\beta_p) < \xi \leq \frac{B}{2} \text{ или } -\frac{B}{2} \leq \xi < -r_p \cos(\beta_p) \\ \begin{bmatrix} 0 \\ \xi \\ -r_p + \sqrt{r_p^2 - \xi^2} \\ 1 \end{bmatrix} & \text{— при } -r_p \cos(\beta_p) < \xi < r_p \cos(\beta_p) \end{cases}$$

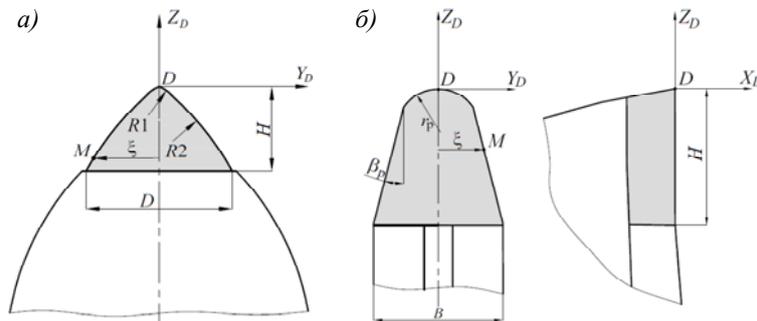


Рис. 5. Конструктивные параметры режущей части резцов
а) – тангенциальный резец; б) – радиальный резец.

По уравнению (1) получена траектория движения вершины резца за время полного оборота геохода (рис. 6) при следующих параметрах: диаметр геохода $D_r = 3,2$ м; $h_b = 0,8$ м; $\omega_1 = 6$ об/час; $\omega_2 = 0,5$ об/с; $l_c = 1,6$ м; $\xi = 0$; $a = 0,34$ м; $\theta_b = 0$; $\theta_n = 0$; $\theta_p = 0$; $\beta_b = 4,55^\circ$.

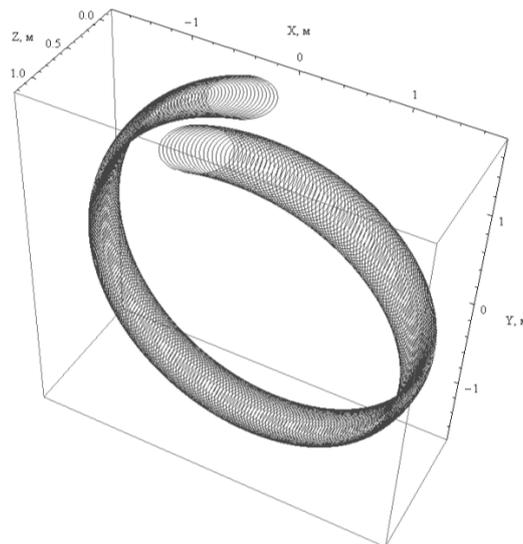


Рис. 6. Траектория движения вершины резца

Дифференцируя уравнение (1) по времени можно определить скорость и ускорение движения любой точки на режущей кромке произвольно установленного на барабане резца.

Полученное уравнение (1) позволяет анализировать движение инструмента и сравнивать параметры движения при различных его геометрических и установочных параметрах.

Литература.

1. Винтоповоротные проходческие агрегаты / А.Ф. Эллер, В.Ф. Горбунов, В.В. Аксёнов. – Новосибирск : ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. – 192 с.
2. Аксенов В.В., Садовец В.Ю., Бегляков В.Ю. Синтез конструктивных решений исполнительных органов геологов // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (Scientific and technical journal). Горное машиностроение / М.: издательство «Горная книга» – 2010. – ОВ №3. С. 49-54.
3. Крапивин, М. Г. Горные инструменты / М. Г. Крапивин, И. Я. Раков, Н. И. Сысоев. – М. : Недра, 1990. – 255 с.
4. Ермак, В.Н. Лекции по теории механизмов и машин : учебное пособие. – Кемерово : КузГТУ, 1999. – 218 с.
5. Козлов, В.В. Динамика управления роботами / В. В. Козлов, В. П. Макарычев, А.В. Тимофеев, Е.И. Юревич. – М. : Наука, 1984. – 336 с.

ВЛИЯНИЕ СТАРЕНИЯ СТАЛЕЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МНОГОСЛОЙНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ АНКЕРОВ

*Ю.А. Фадеев, д.ф.-м.н., проф., М.Д. Войтов, к.т.н., проф., Т.Е. Трипус, аспирант
ФГБОУ ВПО «Кузбасский государственный технический университет им. Т. Ф. Горбачева»
650000, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28*

Вопросам повышения эксплуатационной надежности технологических систем и контролю в горном деле традиционно уделяется большое внимание. Специфичность условий эксплуатации оборудования, узлов и механизмов при добыче полезных ископаемых подземным способом требует учета влияния всех внешних факторов на работу как всей системы в целом, так и отдельных ее элементов. Анализ состояния технологической системы предполагает проведение постоянной диагностики технологической системы не только в текущем времени, но и прогнозировании состояния надежности в будущем, предсказывая возможные отказы как внезапного, так и постепенного характера.

С целью повышения устойчивости породного массива широко применяются анкерные крепи различных конструкций. Конструкционные особенности крепи, как правило, определяются условиями эксплуатации при конкретных горно-геологических состояниях массива. При решении задач, связанных с эксплуатацией необходимо учитывать то обстоятельство, что металлические конструкции подвержены непрерывному активному воздействию ряда разрушительных факторов, таких как влажность, температура, внешние механические напряжения и т.д. Создавая механизмы и системы, исходя из принципов надежности, дешевизны и эксплуатационной долговечности изделий. Последнее качество играет в ряде случаев ключевую роль. Разработка защиты металла от внешних разрушительных факторов, выявление всех причин способствующих продлению физических свойств конструктивных сталей в настоящее время является актуальнейшей задачей.

Цель настоящей работы заключалась в учете старения сталей, при расчете напряжений в трубчатых многослойных цилиндрических анкерах.

Как известно, под старением стали понимается изменение её свойств, протекающее во времени без заметного изменения микроструктуры металла [1]. Различают термическое и деформационное старения. Процессы, связанные с изменением структуры металла, носят как общий, так и частный характер в области материаловедения. Ранее было установлено, что в многослойных системах, состоящих из различных материалов, их механические свойства зависят от различных факторов таких как, диффузия примесных атомов, рождение и аннигиляция дислокаций, их концентрация и скорость, а также другие причины, приводящих к дефектам кристаллической решетки и изменения механических свойств материала [2]. Изучение миграции различных дефектов показывает, что при обычных внешних условиях скорость их дрейфа к поверхности составляет несколько ангстрем в секунду [3]. В случае применения многослойных оболочек происходит накопление дефектов на приграничных областях к поверхностям. Такие процессы оказывают непосредственное влияние на прочностные свойства всей анкерной конструкции. С одной стороны скопление и увеличение концентрации дислокаций на границе оболочек анкера приводит к упрочнению системы в целом, а с другой – диффузия примесных атомов (в данном случае диффузия углерода из стали) приводит к снижению микроупругости, причем, чем выше перенасыщение стали углеродом, тем интенсивнее идет процесс старения [4]. Это обстоятельство необходимо учитывать при создании конструкций,