Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова,
1986, т. 108

УДК 622.232.72

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА С РАЗРУШАЕМЫМ ЗАБОЕМ

Э. А. ЗАГРИВНЫЙ, Ю. Н. СМИРНОВ

Из большого числа работ по исследованию динамики очистных комбайнов значительная часть посвящена исследованиям математических моделей комбайна, в которых рассматриваемая динамическая система представлена линейной колебательной системой с несколькими степенями свободы, а действие забоя на привод комбайна некоторым моментом, содержащим постоянную и переменную составляющие [I-3].

При аналитических исследованиях математических моделей в большинстве работ колебания комбайна в направлении подачи считаются вынужденными под действием внешних возмущающих сил. Такое представление не полностью отражает физику явлений, так как в реальных условиях никаких активных сил со стороны разрушаемого массива нет. В действительности на исполнительный орган действуют силы реакции забоя, изменяющиеся во времени, определяемые траекторией движения резцов, т.е. система имеет кинематическое возбуждение. В работах [I-3] отсутствует учет процесса разрушения забоя и влияния этого процесса на формирование усилий в кинематической цепи комбайна.

В настоящей статье ставится задача разработки математической модели очистного комбайна как динамической системы, в которой учтен процесс разрушения забоя. При составлении расчетной модели считается, что движения системы по различным степеням свободы связаны между собой слабо, поэтому рассмотрение отдельных форм движения может вестись самостоятельно без учета форм движения системы по другим степеням свободы. Движение комбайна рассматривается в продольном направлении, т.е. вдоль лавы. Это движение определяет усилия в системе подачи, условия формирования стружки и, следовательно, координаты забоя.

Расчетная модель системы (рис.I) представлена массой m_1 (исполнительный орган, поворотный редуктор), массой m_2 (корпус комбайна), упругим элементом с коэффициентом жесткости c_1 и демпфером с коэффициентом демпфирования μ_1 (подвеска исполнительного органа), упругим элементом с коэффициентом жесткости c_2 и демпфером с коэффициентом демпфирования μ_2 (система подачи), шнеком с резцами, вращающимися с постоянной угловой скоростью и глубиной внедрения резца в массив Δh.

Так как на забое происходят необратимые процессы изменения координат h, можно утверждать, что профили забоя, т.е. $h_n = f(S) = f(\varphi)$ на обороте шнека n отличаются от профиля на обороте шнека n -I. Это от-

личие зависит от усилий, действующих на забой, которые, в свою очередь, зависят от параметров системы и режима работы.

Таким образом, рассматривая точки забоя как координаты h, отсчитываемые от условной неподвижной линии S (полукруга с диаметром, равным диаметру шнека), можно говорить о движении профиля забоя во времени, подразумевая при этом изменения профиля забоя во времени (рис.I). В таком случае можно предположить о существовании условий, при которых комбайн, как динамическая система, обладает параметрами, обуславливающими формирование усилий в системе подачи, приводящих к уменьшению dh, т.е. $dh \to 0$ при $t \to \infty$ (рис.2). Такие параметры системы могут быть получены при исследовании на устойчивость уравнений, связывающих движение очистного комбайна с изменением координат забоя $h = f(\varphi) = f(\omega t)$.

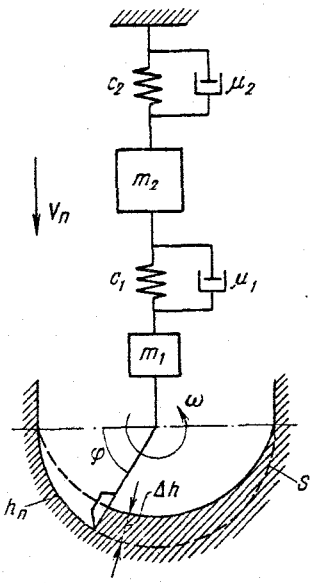


Рис.I. Расчетная модель динамической системы „комбайн - забой"

Другими словами, ставится задача определить динамические параметры системы c_1, c_2, μ_1, μ_2 при заданных m_1, m_2 и физико-механических характеристиках разрушаемого массива, при которых $dh \to 0$ при $t \to \infty$. При этих параметрах система будет обладать свойством автоматического выравнивания забоя при отклонении траектории движения резцов от оси S (рис.2).

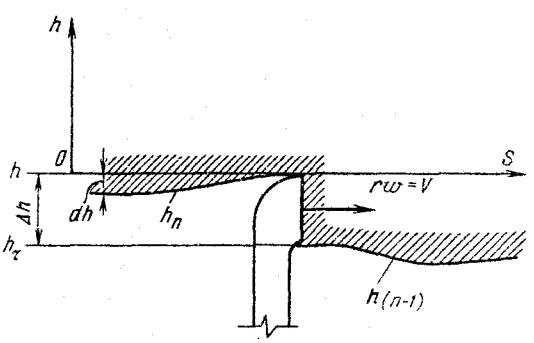


Рис.2. Идеализированная расчетная модель динамической системы „комбайн - забой"

При составлении уравнений принимаются следующие допущения: трение между комбайном и забойным конвейером отсутствует, что приближенно отражает движение комбайна на катках; усилия в демпферах пропорциональны разности скоростей их концов; забой разрушается на глубину Δh, причем глубина внедрения резца в массив пропорциональна усилию, действующему на резец; силы, действующие на шнек в вертикальной плоскости, уравновешены; движение резцов по забою безотрывное.

На рис.3 представлена расчетная идеализированная модель рассматриваемой системы.

Для составления уравнений движения системы воспользуемся уравнением Лангранжа второго рода

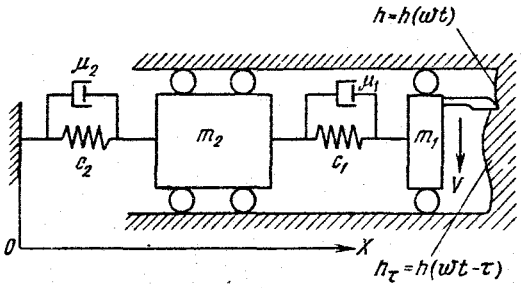


Рис.3. Расчетная схема формирования координат профиля забоя

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i}; \qquad (I)$$

$$i = 1, 2, 3, \ldots, n,$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; Φ – функция рассеяния; q_i – обобщенная координата; n – число степеней свободы.

При этом

$$T = \frac{1}{2}\left(m_1 \dot{h}^2 + m_2 \dot{x}^2\right); \qquad (2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}\left[c_1 (h - x)^2 + c_2 x^2\right]; \qquad (3)$$

$$\Phi = \frac{1}{2}\left[\mu_1 (\dot{h} - \dot{x})^2 + \mu_2 \dot{x}^2\right]. \qquad (4)$$

Подставляя выражения (2)-(4) в уравнение (I), получим

$$m_2 \ddot{x} + (\mu_1 + \mu_2)\dot{x} + (c_1 + c_2)x = c_1 h + \mu_1 \dot{h}. \qquad (5)$$

Координата профиля забоя h в рассматриваемый момент времени t определяется суммой координат h_τ и Δh (рис.3), где h_τ – координата профиля забоя в рассматриваемой точке в момент времени $t_\tau = t - \tau$; τ – отрезок времени, за который очередной резец приходит в рассматриваемую точку; Δh – приращение координаты профиля забоя, зависящее от динамических усилий, действующих на резец, которые зависят от положения системы в рассматриваемый момент времени, т.е.

$$h(\omega t) = h(\omega t - \tau) + \Delta h(\omega t) \qquad (6)$$

или

$$h = h_\tau + \Delta h. \qquad (7)$$

Считается, что глубина внедрения резца в массив под действием постоянной составляющей усилия подачи неизменна и не влияет на динамику системы. Тогда

$$\Delta h = k P(t), \qquad (8)$$

где k – коэффициент пропорциональности, зависит от физико-механических характеристик разрушаемого массива; $P(t)$ – реакция забоя.

Окончательно

$$\Delta h = k\left[m_1\ddot{h} + c_1(h-x) + \mu_1(\dot{h}-\dot{x})\right]. \qquad (9)$$

С учетом формулы (7) получается:

$$h(\omega t) = h(\omega t-\tau) + k\left[m_1\omega^2\ddot{h}(\omega t) + c_1(h(\omega t)-x) + \mu_1(\omega\dot{h}(\omega t) - \dot{x})\right]. \qquad (10)$$

Таким образом, движение комбайна описывается системой уравнений (5), (10). Полученные уравнения связывают между собой параметры рассматриваемой системы, т.е. коэффициенты жесткости системы подачи и подвески исполнительного органа, коэффициенты демпфирования системы подачи и подвески исполнительного органа, величины масс комбайна и исполнительного органа с физико-механическими характеристиками разрушаемого массива и с координатами профиля забоя.

Частные решения уравнений зависят от начального профиля забоя, т.е. от $h=f(\varphi)$, а значения координат системы в рассматриваемый момент времени зависят от предистории процесса [2]. Учет явления разрушения забоя и его реакция приводит к тому, что координаты движения центра тяжести комбайна по оси x оказываются зависимыми от параметров системы, а сама система "комбайн - исполнительный орган - забой" - автономной, т.е. такой, в которой независимые возмущения отсутствуют, что хорошо согласуется с физическими явлениями рассматриваемого процесса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беллман Р., Кук К. Дифференциально-разностные уравнения. М., Мир, 1967.

2. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин. М., Машиностроение, 1978.

3. Позин Е.З. Моделирование разрушения углей режущими инструментами. М., Наука, 1981.