ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1989

Seria: GÓRNICTWO z. 180 Nr kol. 1043

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Н.Г. БОЙКО

Донецкий политехнический институт (СССР)

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ И УСТОЙЧИВОСТЬ КОМБАЙНОВ В ПРОСТРАНСТВЕ ОЧИСТНОГО ЗАБОЯ

Резюме. В докладе рассмотрен вопрос, относящийся к внешней динамики горных машин - перемещение и устойчивость комбайнов в пространстве очистного забоя. Показано, что мгновенное состояние комбайна в пространстве - перемещение вдоль лавы (координата X-X) и устойчивость (поворот корпуса комбайна вокруг оси X-X) комбайна в пространстве забоя описываются нелинейными дифференциальными уравнениями типа возмущенных уравнений Ван дер Поля со случайной правой частью (случайным возмущением).

Очистные комбайны работают в тяжелых динамических режимах. Это обусловлено как силовым характером разрушения пласта, так и погрузки угля, изменчивостью сопротивляемости пласта разрушению, наличием в нем твердых включений, породных прослойков и рядом других факторов.

Под действием сформировавшегося на исполнительном органе комбайна вектора внешнего возмущения придут в колебательное движение как элементы его конструкции, являясь упругими телами, так и комбайн в целом, как физическое тело. Поскольку вектор внешнего возмущения - случайный процесс, случайными будут и колебания элементов конструкции и самого комбайна.

Перемещаются очистные комбайны с помощью как встроенных, так и вынесенных механизмов подачи и гибкого (цепного) тягового органа, опираясь на конвейер или на его специальную направляющую. В том и другом случаях комбайн связывается с конвейером, который служит ему направляющей рамой.

В общем случае комбайн, как физическое тело, имеет шесть степеней свободы - перемещение вдоль координатных осей пространственной системы координат OXYZ и поворот вокруг этих осей. Система дифференциальных уравнений, описывающих пространственное перемещение комбайна, имеет вид

$$\begin{cases} m'_K \ddot{x}_K = \sum\limits_j \vec{F}_{xj};\ m'_K \cdot \ddot{y}_K = \sum\limits_j \vec{F}_{yj};\ m'_K \ddot{z}_K = \sum\limits_j \vec{F}_{zj}; \\ J_{K\xi} \ddot{\varkappa}_\xi + (J_{K\varepsilon} - J_{K\eta})\omega_{K\varepsilon}\omega_{K\eta} = \sum\limits_j M_{\xi j}; \\ J_{K\eta} \ddot{\varkappa}_\eta + (J_{K\xi} - J_{K\varepsilon})\omega_{K\xi}\omega_{K\varepsilon} = \sum\limits_j M_{\eta j}; \\ J_{K\varepsilon} \ddot{\varkappa}_\varepsilon + (J_{K\eta} - J_{K\xi})\omega_{K\eta}\omega_{K\xi} = \sum\limits_j M_{\varepsilon j}; \end{cases}$$

где $m'_К$ – масса комбайна; $J_{К\xi}$, $J_{К\eta}$, $J_{К\varepsilon}$ – главные моменты инерции комбайна; $X_К$, $Y_К$, $Z_К$ – координаты центра массы комбайна в системе координат OXYZ, жестко связанной с пространством очистного забоя; $\sum_j \vec{F}_{Xj}$, $\sum_j \vec{F}_{Yj}$, $\sum_j \vec{F}_{Zj}$; $\sum_j M_{\xi j}$; $\sum_j M_{\eta j}$; $\sum_j M_{\varepsilon j}$ – геометрическая сумма сил на координатные оси и моментов вокруг осей; $\ddot{\varkappa}_\xi$, $\ddot{\varkappa}_\eta$, $\ddot{\varkappa}_\varepsilon$; $\omega_{К\xi}$, $\omega_{К\eta}$, $\omega_{К\varepsilon}$ – соответственно ускорения и угловые скорости корпуса комбайна в системе координат $O\xi\eta\varepsilon$, жестко связанной с его корпусом и оси которой проходят через центр массы комбайна и направлены по его главным осям инерции.

Указанные выше связи комбайна с конвейером ограничивают практически четыре из шести возможных степеней его свободы, оставляя свободными перемещение вдоль оси OX и поворот корпуса комбайна вокруг этой оси, которые характеризуют, соответственно, перемещение комбайна по лаве и устойчивость его в пространстве очистного забоя.

Поэтому изучение динамики комбайна можно ограничить рассмотрением динамики перемещения комбайна по лаве и устойчивости его в пространстве забоя, имеющих определяющее значение и обеспечивающих его нормальную работу.

Математическая модель (система дифференциальных уравнений) перемещения очистного комбайна с вынесенными механизмами подачи при следующих допущениях:

окружные скорости звездочек механизмов подачи при установившемся режиме работы постоянны и равны между собой;

закон трения механизмов подачи о направляющие такой же, как и закон трения комбайна о конвейер или его направляющие;

рассеяние энергии системой обусловливается действительной скоростью движения соответствующей массы и тягового органа имеет вид

$$\begin{cases} m_1\ddot{X}_1 = -C_{K1}X_1 + F_1 + C_{1K}(X_1-X_K) - C_{12}(X_1-X_2) - F_{1K} - F'_{12} - G_1\sin\alpha_n - Q_1 \\ m_K\ddot{X}_K = -F_X - C_{1K}(X_1-X_K) - F_K - C_{2K}(X_K-X_2) - F_{TO} - G_K\sin\alpha_n - Q_K \\ m_2\ddot{X}_2 = C_{12}(X_1-X_2) + C_{2K}(X_K-X_2) - C_{K2}X_2 + F_2 - F_{2K} + F''_{12} - G_2\sin\alpha_n - Q_2, \end{cases}$$

где m_1, m_2, m_K; G_1, G_2, G_K – соответственно массы механизмов подачи и комбайна с присоединенной массой ветвей тягового органа и силы их тяжести; F_1, F_2, F_{1K}, F_{2K}, F_K, F_{TO}, F'_{12}, F''_{12} – силы сопротивления перемещению соответствующих элементов системы; C_{12}, C_{1K}, C_{2K}, C_{K1}, C_{K2} – коэффициенты линейной жесткости соответствующей ветви тягового органа и крепления механизмов подачи; x_1, x_2, x_K; $\ddot{X}_1 \ddot{X}_2, \ddot{X}_K$ – координата и ускорение соответствующей массы; α_n – угол падения пласта; $Q_1 Q_2, Q_K$ – начальное натяжение соответствующих ветвей тягового органа.

Для случая, имеющего место в практике эксплуатации комбайнов – перемещение с закрепленными механизмами подачи и ослабленной холостой ветвью тягового органа, приведенная выше система дифференциальных уравнений приведется к одному уравнению вида

$$\ddot{U}_K + \omega_p^2 U_K = \nu(1 - a_p^2 U_K^2)\dot{U}_K - \nu\dot{\xi}(t),$$

где $U_K = \dot{x}_K$; ν, ω_p, a_p – величины, характеризующие свойства и параметры системы; $\xi(t)$ – вектор внешнего возмущения, рассматриваемый как случайный процесс, обладающий свойствами белого шума в широком диапазоне частот.

Полученное уравнение является возмущенными уравнением Ван дер Поля – нелинейным дифференциальным уравнением со случайной правой частью. Эффективным методом исследования колебательных систем рассматриваемого типа является метод Колмогорова–Фоккера–Планка – КФП, который дает приемлемые результаты, если исходное уравнение приводится к стандартному виду.

При $\nu = 0$ уравнение превращается в уравнение обычного гармонического осциллятора, решением которого будет

$$U_K = U_a \cos(\omega_p t + \varphi_p) \equiv U_a \cos \Theta_p,$$

$$\dot{U}_K = U_a \omega_p \sin(\omega_p t + \varphi_p) \equiv -U_a \omega_p \sin\Theta_p,$$

где U_a, φ_p – соответственно амплитуда скорости и фаза колебаний комбайна, $U_a = U_{max}$, $\Theta_p = \omega_p t + \varphi_p$.

При $\nu \neq 0$ решение уравнения перемещения комбайна ищем в том же виде, полагая, что U_a и φ_p являются функциями времени.

После дифференцирования приведенного выше решения уравнения, и подстановки его в исходное и решения относительно dU_a и $d\varphi_p$, получим

$$dU_a = \nu(1 - a_p^2 U_a^1 \cos^2\Theta_p) U_s \sin^2\Theta_p dt + \nu\xi(t)\sin\Theta_p dt,$$

$$d\varphi_p = \nu(1 - a_p^2 U_a^2 \cos^2\Theta_p)\sin\Theta_p \cos\Theta_p dt + U_a^{-1}\xi(t)\cos\Theta_p dt,$$

представляющего собой систему стохастических дифференциальных уравнений, описывающих двумерный марковский процесс. Усредняя эти уравнения, получим систему усредненных стохастических дифференциальных уравнений

$$d\bar{U}_a = \nu A(U_a)dt + \nu(\omega_p T)^{-1} \int_t^{t+T} d\xi(\tau)\sin(\omega_p \tau + \varphi_p)d\tau,$$

$$d\bar{\varphi}_p = \nu B(U_a)dt + \nu(U_a\omega_p T)^{-1} \int_t^{t+T} d\xi(\tau)\cos(\omega_p \tau + \varphi_p)d\tau,$$

где

$$A(U_a) = 0{,}5\nu\pi^{-1} \int_0^{2\pi} (1 - a_p^2 U_a^2 \cos\Theta_p)\sin^2\Theta_p d\Theta_p = 0{,}5\, U_a(1 - 0{,}25 a_p^2 U_a^2),$$

$$B(U_a) = 0{,}5(\pi U_a\omega_p)^{-1}\int_0^{2\pi}(1-a_p^2U_a^2\cos^2\Theta_p)\sin\Theta_p\cos\Theta_p d\Theta_p = 0.$$

Под решением системы усредненных стохастических дифференциальных уравнений понимают решение следующей системы интегральных уравнений

$$\bar U_a = U_o + \nu\int_0^t A(U_a(\tau))d\tau - \nu\omega_p^{-1}\int_0^t T^{-1}\int_t^{t+T}\sin(\omega_p\tau+\varphi_p)d\tau\,\dot\xi(\tau)d\tau,$$

$$\bar\varphi_p = \varphi_o + \nu\int_0^t B(U_a(\tau))d\tau - \nu\omega_p^{-1}\int_0^t T^{-1}\int_t^{t+T}U_a^{-1}(\tau)\cos(\omega_p\tau+\varphi_p)d\tau\,\dot\xi(\tau)d\tau,$$

которые являются уравнениями Стратоновича. Для возможности применения к этим уравнениям метода КФП необходимо их привести к уравнениям Ито по формуле

$$\int_a^b\Phi[x(t),t]dx(t) = \int_{a\,u}^b\Phi[x(t),t]dx(t) + 0{,}5\int_a^b\frac{\partial}{\partial x}\Phi[x(t),t]C_M\{t\}dt,$$

где $\Phi[x(t),t]$ - непрерывная по t функция и имеющая непрерывную производную; $C_M\{t\} = C[x(t),t]$- коэффициент диффузии марковского процесса. Тогда система интегральных уравнений в форме Ито примет вид

$$d\bar U_a = \left[\nu(1-a_p^2u_a^2\cos^2\Theta_p)U_a\sin^2\Theta_p + 0{,}5\,\nu^2U_a^{-1}\cos^2\Theta_p\right]dt + \nu\dot\xi(t)\sin\Theta_p dt,$$

$$d\bar\varphi_p = \nu(1-a_p^2U_a^2\cos^2\Theta_p)\sin\Theta_p\cos\Theta_p dt + \nu U_a^{-1}\dot\xi(t)\cos\Theta_p dt,$$

которой соответствует уравнение КФП

$$\frac{\partial\mathcal{P}}{\partial t} = -\nu\frac{\partial}{\partial U_a}\left\{\left[0{,}5\,U_a(1-0{,}25\,a_p^2u_a^2) + 0{,}25\,\frac{\nu}{U_a}\right]\mathcal{P}\right\} + 0{,}25\,\nu^2\left(\frac{\partial^2\mathcal{P}}{\partial U_a^2} + U_a^2\frac{\partial^2\mathcal{P}}{\partial\varphi_p^2}\right),$$

где $\mathcal{P}$ - переходные вероятности.

Решением этого уравнения является стационарная плотность распределения значений амплитуды скорости перемещения комбайна

$$\frac{\partial}{\partial U_a}\left\{\left[0{,}5\,U_a(1-0{,}25\,a_p^2U_a^2)\right] + 0{,}25\,\nu U_a^{-1}\right\} = 0{,}25\,\frac{\partial^2\mathcal{P}}{\partial U_a^2}.$$

Решением этого уравнения при граничном условии $\lim\limits_{U_a\to\infty}\mathcal{P}(U_a) = \lim\limits_{U_a\to\infty}\frac{\partial\mathcal{P}(U_a)}{\partial U_a} = 0$ и условии $\int_{-\infty}^{\infty}\mathcal{P}(U_a)dU_a = 1$ будет

$$\mathcal{P}(U_a) = \varkappa\sqrt{2\pi}\left[1 + F(\varkappa)\right]^{-1} U_a \exp\left[-1/16\varkappa^2(a_p^2U_a^2 - 4)\right],$$

где

$$\varkappa = \sqrt{2\nu^{-1}}, \quad F(\varkappa) = 2/\sqrt{2\pi}\int\limits_0^{\varkappa} e^{-x^2}dx.$$

Величина $\mathcal{P}(U_a)$ достигает максимума при $U_a = a_p^{-1}\sqrt{2 + 2\sqrt{1 + \varkappa^{-2}}}$. Откуда следует, что при $\nu \to 0$ $U_a \to 2a_p^{-1}$ с наибольшей вероятностью.

Таким образом, перемещение комбайнов по лаве с помощью гибкого тягового органа в рабочем режиме неравномерное и с наибольшей вероятностью стремится к автоколебательному процессу.

Правильность полученного вывода подтверждается результатами экспериментальных тензометрических исследований работы комбайнов в шахтных условиях - перемещение комбайнов в рабочем режиме устойчиво неравномерное, автоколебательное. Параметры неравномерности перемещения комбайнов обусловливаются параметрами вектора внешнего возмущения и системы их перемещения.

Опорная система комбайна, находящегося под действием значительных динамических нагрузок, должна обеспечить как устойчивое его положение в пространстве забоя, так и возможность перемещения по лаве. Наиболее распространенным типом опорной системы у очистных комбайнов является система опоры комбайна на конвейер или его специальную направляющую и связь комбайна с конвейером. Применительно к этой системе введем понятия полной устойчивости, частичного и полного нарушения устойчивости комбайна в забое.

Под полной устойчивостью комбайна в забое будем понимать способность его под действием нагрузки сохранять в среднем заданное положение, при котором исключается отрыв завальной стороны конвейера от почвы или лыжи гидродомкрата от направляющей в зависимости от направления вращения рабочего органа.

Под частичным нарушением устойчивости комбайна в забое будем понимать такое его состояние, когда под действием нагрузки происходит возвращаемый в исходное положение отрыв или величина отрыва завальной стороны конвейера или лыжи гидродомкрата от направляющей (в зависимости от направления вращения рабочего органа) не превышает допускаемого значения.

Под полным нарушением устойчивости комбайна в забое будем понимать такое его состояние, когда под действием нагрузки происходит невозвращаемый в исходное положение и прогрессирующий отрыв завальной стороны конвейера от почвы или лыжи гидродомкрата от направляющей (в зависимости от направления вращения рабочего органа) или величина их отрыва превышает допускаемое значение.

Математические модели, описывающие состояние комбайна в забое, имеют вид:

- при полной устойчивости комбайна в забое

$$J_K\ddot{\Psi}_1 - \beta_T l_K^2\dot{\Psi}_1 + C_{r1} l_K^2 = M_{xp} - M_{xn} - M_{n} - M_T + F_{yn}h_n - F_{yp}h_p + G_K l\cos\alpha_n;$$

– при частичном и полном нарушении устойчивости комбайна

$$\begin{cases} J_K\ddot{\Psi}_1 = \sum_1 M \\ J_{KK}\ddot{\Psi}_2 = \sum_2 M, \\ m_{KK}\ddot{z}_ц = \sum F; \end{cases}$$

где J_K – момент инерции комбайна относительно оси качания; β_r, C_r – величины, характеризующие, соответственно, рассеяние энергии и и жесткость опорных гидродомкратов; M, M_T – моменты, соответственно, штабовой подушки под корпусом комбайна и трения в захватах портальной рамы; l, l_K, h_n, h_p – плечи соответствующих сил; Ψ_1, $\dot{\Psi}_1$, $\ddot{\Psi}_1$ – угол поворота, угловая скорость и ускорение; J_{KK} – момент инерции комбайна и приподнимаемой части конвейера; m_{KK} – масса приподнимаемой части конвейера; $\ddot{\Psi}_2$, $\ddot{z}_ц$ – угловое и линейное ускорение приподнимаемой части конвейера.

Уравнение, описывающее качания комбайна при полной его устойчивости в пространстве забоя, приводится к виду

$$\ddot{\varphi}_1 + \omega_y^2\varphi_1 = \nu_y(1 - a_y^2\varphi_1^2)\dot{\varphi}_1 - \nu_y\xi(t),$$

где $\varphi_1 = \dot{\Psi}_1$; ω_y, ν_y, a_y – величины, имеющий тот же, что и выше физический смысл.

Решив это уравнение методом КФП, получим

$$p(\varphi_a) = \varkappa_y\sqrt{2\pi}\left[1 + F(\varkappa_y)\right]^{-1}\varphi_a \exp\left[-1/16\varkappa_y^2(a_y^2\varphi_a^2 - 4)^2\right],$$

которое достигает максимума при $\varphi_a = a_y^{-1}\sqrt{2 + 2\sqrt{1 + \varkappa_y^2}}$.
Откуда следует, что при $\nu_y \to 0$ $\varphi_a \to 2a_y^{-1}$ с наибольшей вероятностью.

Следовательно, качания комбайна в пространстве забоя в установившемся режиме его работы и полной устойчивости с наибольшей вероятностью стремятся к автоколебательному процессу, что и подтверждается результатами экспериментальных тензометрических исследований работы комбайна со смещенным с конвейера корпусом и связанным с ним с помощью портальной рамы.

Из решения математической модели, описывающей частичное и полное нарушение устойчивости комбайна в забое (из-за громоздкости решение математической модели для рассматриваемого случая не приводится), следует: при частичном и полном нарушении устойчивости комбайна в забое происходят периодические колебания как комбайна, так и части конвейерного става вокруг нарастающих средних значений углов поворота в переходной период и при полном нарушении устойчивости и вокруг установившихся средних значений углов поворота при частичном нарушении устойчивости. Кроме того, на состояние комбайна и части конвейерного става оказывают влияние как амплитуды, так и постоянные составляющие вектора внешнего возмущения – с увеличением указанных параметров вектора внешнего возмущения увеличиваются углы поворота комбайна и части конвейерного става. Частоты и амплитуды колебаний конвейера и комбайна могут и не совпадать между собой - амплитуда и частота колебаний конвейера могут быть меньше амплитуды и частоты колебаний комбайна. Полученный теоретическим путем результат и в этом случае подтверждается результатами экспериментальных тензометрических исследований работы реального комбайна со смещенным с конвейера корпусом.

Таким образом, выполненные исследования (теоретические и специальные тензометрические) свидетельствуют, что перемещение очистных комбайнов с гибким (цепным) тяговым органом крайне неравномерно, а система перемещения является автоколебательной; опорная система комбайна со смещенным с конвейера корпусом и шарнирно с ним связанная является также автоколебательной, а колебания корпуса комбайна в пространстве очистного забоя близки к автоколебаниям при нормальном рабочем его режиме.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Митропольский Ю.А.: Метод усреднения в нелинейной механике. Киев, Наукова думка, 1971 - 440 с.

[2] Бойко Н.Г.: Математическая модель динамической системы перемещения очистных комбайнов с вынесенными механизмами подачи. - Изв. вузов. Горный журнал, № 3, 1983, с. 71-76.

[3] Стратонович Р.Л.: Условные марковские процессы и их применение к теории оптимального управления. - М., Московский государственный университет, 1966, - 318 с.

[4] Семенченко А.К., Бойко Н.Г., Гуляев В.Г.: определение главных центральных моментов инерции комбайна. - Изв. вузов. Горный журнал, № 6, 1982, с. 84-87.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Włodzimierz Sikora

PRZEMIESZCZENIE I STABILNOŚĆ KOMBAJNÓW W OBSZARZE PRZODKA WYBIERAKOWEGO

S t r e s z c z e n i e

W referacie rozpatrzono problemy dotyczące dynamiki maszyn górniczych - przemieszczenia i stabilność kombajnów w obszarze przodka wybierakowego.

Pokazano, że chwilowy stan kombajnu w przestrzeni - przemieszczenie wzdłuż ściany (współrzędna X-X) i stabilność kombajnu w obszarze przodka (obrót korpusu maszyny wokół osi X-X) opisuje się nieliniowymi równaniami różniczkowymi typu równań wymuszonych Van der Pola, z losową prawą częścią (losowym wymuszeniem).

Wyniki otrzymane na drodze teoretycznej potwierdzają rezultaty badań tensometrycznych kombajnów ścianowych w kopalniach.

DISLOCATION AND STABILITY OF MECHANICAL COAL MINERS
WITHIN STOPING FACE

S u m m a r y

Problems relating to dynamics of mining machines - dislocation and stability of mechanical coal miners within a stoping face are considered in the article.

It has been shown that instantaneous state of mechanical miner in the space - dislocation along a longwall (coordinate X-X) and stability of the mechanical miner within the face (the turn of machine body about axis X-X) can be described by nonlinear differential equations of type of Van der Pol forced equations, with random right side (random forcing).

The results obtained theoretically confirm that of extensometric tests for longwall mechanical mines at collieries.