УДК 622. 232.72.031.2

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПОДСИСТЕМ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Бойко Н.Г. докт. техн. наук, проф., Сивер Л.Н. доц.
Донецкий национальный технический университет

Разработана математическая модель подсистем привода исполнительного органа очистных комбайнов, позволяющая учитывать характер нагрузки и параметры подсистемы.

The mathematical model of subsystems of a traction mechanism of a cutting head of cutter-loaders permitting is developed to take into account nature of a load and arguments of a subsystem.

Система привода исполнительных органов очистных комбайнов, в том числе и очистных комбайнов для тонких пологих пластов включает двигатель (или двигатели при многодвигательном приводе) и редуктор. Это многоступенчатые либо цилиндрические, либо цилиндроконические редукторы, работающие в тяжелых динамических режимах нагрузки и обеспечивающие преодоление сопротивления исполнительным органом комбайна, математическое ожидание которого достигает нескольких десятков кНм. Это обусловлено разрушением пласта в так называемом силовом режиме резания. Для комбайна, например, типа К-103 средняя его величина крутящего момент на выходном валу редуктора привода шнека составляет около 17 кНм.

В качестве двигателя (или двигателей при многодвигательном приводе) привода в очистных комбайнах широко применяются асинхронные короткозамкнутые с двухбеличьей клеткой электрические двигатели, параметры которых регламентированы ГОСТ 16565-71 «Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые взрывобезопасные для привода очистных комбайнов. Общие технические требования», имеющие жесткую механическую характеристику и значительную (от 2,5 до 2,8) перегрузочную способность. Двигатели работают в повторно-кратковременном режиме (условно S4) с частыми пусками (до 120 в час) и ПВ=60 %.

Сопротивляемость угля (пласта) резанию – величина случайная даже в пределах одной лавы [1]. Это обусловливает формирование на исполнительном органе, наряду с другими факторами, случайную по величине компоненту вектора внешнего возмущения от разрушения пласта. Кроме того, исполнительные органы очистных комбайнов, в том числе и для тонких пологих пластов совмещают в себе и органы по погрузке разрушенного угля.

Установлено [1], что погрузка угля рассматриваемыми комбайнами происходит в силовом режиме, а средняя величина нагрузки достигает приблизительно 1/3 энерговооруженности комбайна – установленной мощности двигателя (двигателей) привода. При этом эта нагрузка практически не подвержена флуктуации и может рассматривается как детерминированная.

Таким образом, вектор внешнего возмущения, формирующийся на исполнительном органе комбайна, представляющий собой геометрическую сумму вектора, обусловленного разрушением пласта, и вектора, обусловленного погрузкой угля, в общем случае является случайным. Исследования этого вектора, выполненные в [2], показали, что он в широком диапазоне частот может рассматриваться в виде случайного процесса со свойством «белого шума» – независимостью дисперсии от частоты.

При разработке физической и математической моделей системы привода исполнительного органа рассматриваемых типоразмеров комбайнов, поскольку около 90 % момента инерции системы сосредоточено в роторе (роторах) двигателя, их представляют в виде двухмассовой системы, связь между массами которой представляют в виде безынерционной упругой связи с диссипативными свойствами. Математическая модель такой системы – система линейных дифференциальных уравнений, число уравнений которой равно числу масс.

Применительно к решаемой в работе задаче – продольная модификация зубьев зубчатых колес – такая модель не дает возможности установить характер и величину нагрузки в отдельных ветвях валопровода и нуждается в уточнении. Для решаемой задачи физическая модель системы привода исполнительного органа комбайна может быть представлена в виде трех подсистем:

Подсистема «рабочий орган – вал с зубчатым колесом, на котором посажен рабочий орган».

Подсистема «шестерня – вал с зубчатым колесом».

Подсистема «шестерня с валом – ротор двигателя».

Математическая модель рассматриваемых подсистем может быть представлена в виде системы линейных дифференциальных уравнений, описывающих угловые перемещения масс:

- *подсистемы 1*

$$\begin{cases} J_o\ddot{\varphi}_o + \beta_o\dot{\varphi}_o + \beta_{ов}(\dot{\varphi}_o - \dot{\varphi}_в) + \beta_{ок}(\dot{\varphi}_o - \dot{\varphi}_к) + C_{ов}(\varphi_o - \varphi_в) + \\ + C_{ок}(\varphi_o - \varphi_к) = M_o, \\ J_к\ddot{\varphi}_к + \beta_к\dot{\varphi}_к + \beta_{ок}(\dot{\varphi}_к - \dot{\varphi}_o) + C_{ок}(\varphi_к - \varphi_o) = M_к \end{cases} \quad (1)$$

- *подсистемы 2*

$$\begin{cases} J_ш\ddot{\varphi}_ш + \beta_ш\dot{\varphi}_ш + \beta_{шв}(\dot{\varphi}_ш - \dot{\varphi}_в) + \beta_{шк}(\dot{\varphi}_ш - \dot{\varphi}_к) + C_{шв}(\varphi_ш - \varphi_в) + \\ + C_{шк}(\varphi_ш - \varphi_к) = M_ш, \\ J_к\ddot{\varphi}_к + \beta_к\dot{\varphi}_к + \beta_{шк}(\dot{\varphi}_к - \dot{\varphi}_ш) + C_{шк}(\varphi_к - \varphi_ш) = M_к \end{cases} \quad (2)$$

- *подсистемы 3*

$$\begin{cases} J_ш\ddot{\varphi}_ш + \beta_ш\dot{\varphi}_ш + \beta_{шв}(\dot{\varphi}_ш - \dot{\varphi}_в) + \beta_{шр}(\dot{\varphi}_ш - \dot{\varphi}_р) + C_{шв}(\varphi_ш - \varphi_в) + \\ + C_{шр}(\varphi_ш - \varphi_р) = M_ш, \\ J_р\ddot{\varphi}_р + \beta_р\dot{\varphi}_р + \beta_{шр}(\dot{\varphi}_р - \dot{\varphi}_ш) + C_{шр}(\varphi_р - \varphi_ш) = M_р, \end{cases} \quad (3)$$

где $J_j,\ j = о, к, р, ш$ - моменты инерции главных масс, $\beta_j,\ j = о, к, р, ш$ - коэффициенты вязкого сопротивления соответствующих масс, $C_{ji},\ i = в, к, р,\ \beta_{ji},\ i = в, к, р,$ - коэффициенты, соответственно, жесткости и вязкого сопротивления связей, $\varphi_i,\ i = о, в, к, р, ш,\ \dot{\varphi}_i,\ i = о, в, к, р, ш$ - соответственно, угловые координаты и скорость соответствующей массы, $M_j,\ j = о, к, р, ш$ - момент соответствующей массы.

Приведенные системы дифференциальных уравнений для указанных подсистем привода исполнительного органа подобны между собой по структуре. Отличительной особенностью их является то, что для подсистемы 1 внешним возмущением является момент сил сопротивления, формирующийся на рабочем органе и представляющий собой случайный процесс со свойствами «белого шума». Внешним возмущением для остальных подсистем являются моменты сил сопротивления, сформировавшиеся в предыдущей подсистеме, и являются случайными только по амплитуде, т.е. в общем случае является также случайным.

В связи с тем, что моменты инерции рабочего органа (шнека) и ротора двигателя значительно больше момента инерции зубчатых колес, посаженных на их валы, – превышения составляют от 2 до 3,5 раз – математические модели для 1-й и 3-й подсистем могут быть представлены в виде

$$J\ddot{\phi} + p\dot{\phi} + c_n\phi = \eta(t), \tag{4}$$

где J –момент зубчатого колеса, p и c_n – параметры, характеризующие соответственно рассеивающую способность системы и ее жесткость, $\phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}$ - угол закручивания системы и его первая и вторая производные, $\eta(t)$ - случайный процесс со системы и его первая и вторая производные, $\eta(t)$ - случайный процесс со свойством «белого шума».

После деления обеих частей уравнения на J и обозначения отношений: p/J через $2n$, c_c/J через ω^2, а $\eta(t)/J$ через $\xi(t)$, получим

$$\ddot{\phi} + 2n\dot{\phi} + \omega^2\phi = \xi(t). \tag{5}$$

Спектральной плотностью дисперсии решения этого уравнения является выражение [3]

$$S_\phi(\lambda) = \frac{C_{\xi(t)}}{\left(\omega^2 - \lambda^2\right)^2 + 4n^2\lambda^2}, \tag{6}$$

где $C_{\xi(t)}$ - спектральная плотность дисперсии внешнего возмущения.

Откуда следует, что при $\lambda \to \omega$ спектральная плотность решения

$$S_\phi(\lambda) \to S_\phi^{\max}(\lambda) = 0{,}25 C_{\xi(t)} / (n\lambda)^2. \tag{7}$$

Это означает, что при совпадении частоты внешнего возмущения с частотой собственных колебаний системы спектральная плотность дисперсии достигает максимума, т.е. дисперсия нагрузки на этой частоте будет максимальной.

Решение математической модели для подсистемы 2 выполним для имеющего на практике места, когда момент инерции колеса значительно больше момента инерции шестерни. Тогда математическая модель может быть также представлена в виде одного дифференциального уравнения вида (5), а его решение имеет вид (6).

Отличительной особенностью спектральных плотностей решений математических моделей для подсистем 2 и 3 от спектральной плотности решения подсистемы 1 состоит в том, что спектральная плотность внешнего возмущения для рассматриваемых подсистем не является величиной постоянной.

Таким образом, разработанная математическая модель системы привода исполнительного органа очистного комбайна дает возможность определять характер и величину деформации отдельных подсистем (участков), знание которых необходимо при решении задач продольной модификации зубьев зубчатых колес рассматриваемой системы.

Список источников:

1. Позин Е.З. Сопротивляемость углей разрушению режущими инструментами. – М.: Наука, 1972.
2. Бойко Н.Г., Болтян А.В., Шевцов В.Г., Марков Н.А. Исполнительные органы очистных комбайнов для тонких пологих пластов. – Донецк: Донеччина, 1996.
3. Свешников А.А. Прикладные методы теории случайных функций. – М.: Наука, 1968.