

УДК 622.232

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ МАКСИМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК В ПОДСИСТЕМАХ ПРИВОДА ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ НА ОСНОВЕ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

П.А. Горбатов, докт. техн. наук, профессор,

М.В. Перинский, магистрант

Донецкий национальный технический университет

Рассмотрен ряд математических моделей, описывающих динамическое поведение подсистем привода исполнительных органов очистных комбайнов при отсутствии и наличии виброзащитных устройств. Выполненное обобщение известных разработок и их дальнейшее развитие направлено на решение задач прогнозирования максимальных пиковых нагрузок и оптимизации динамических свойств этих подсистем.

A number of mathematical models describing the dynamic behavior of the subsystems drive executive shearers with and without vibration devices. Executed a generalization of known developments and their further development aimed at solving the problems of forecasting the maximum peak load and optimize the dynamic properties of these subsystems.

Розглянуто ряд математичних моделей, що описують динамічну поведінку підсистем приво́ду виконавчих органів очисних комбайнів за відсутності та наявності віброзахисних пристроїв. Виконане узагальнення відомих розробок та їх подальший розвиток спрямовано на вирішення завдань прогнозування максимальних пікових навантажень та оптимізації динамічних властивостей цих підсистем.

При решении задач прогнозирования максимальных нагрузок и установления на этой основе рациональных динамических характеристик виброзащитных устройств (ВЗУ) применительно к подсистемам привода исполнительных органов (ПИО) очистных комбайнов на стадии их проектирования актуальным является использование достаточно корректных математических моделей.

Ниже представлены материалы по обобщению известных к дальнейшему развитию указанных математических моделей.

Рассмотрим обобщенную эквивалентную схему, отражающую динамические характеристики подсистем ПИО при отсутствии и наличии ВЗУ, см. рис. 1.

Эквивалентная схема подсистема ПИО при отсутствии и наличии ВЗУ представлена на рис. 1.

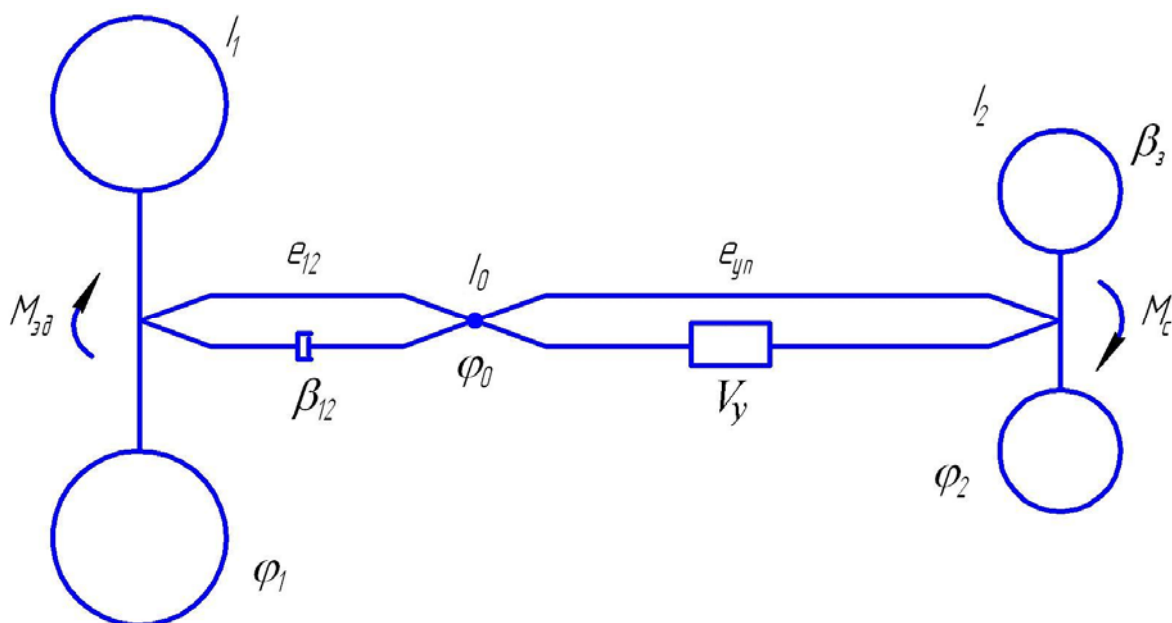


Рисунок 1 – Эквивалентная динамическая схема подсистем ПИО с разными структурными решениями

Здесь и ниже рассматриваются динамические параметры, приведенные к валу электродвигателя:

I_1 и I_2 - моменты инерции главных масс подсистемы (ротора электродвигателя и исполнительного органа) с присоединенными к ним массами;

φ_1 и φ_2 - угловые координаты указанных масс;

e_{12} и β_{12} - коэффициенты податливости и демпфирования (в линейной постановке) механического участка подсистем ПИО;

φ_0 - угловая координата валопровода, соответствующая угловой массе с моментом инерции $I_0 = 0$;

$M_{эд}$ - электромагнитный момент электродвигателя (ЭД);

M_c - момент сил сопротивления на исполнительном органе;

e_{yn} и V_y - коэффициент податливости и демпфирующий момент на участке ВЗУ;

β_3 - линейризованный коэффициент демпфирования, обусловленный взаимодействием шнекового исполнительного органа с выгружаемым углем, находящимся в напряженном состоянии [1]; учет β_3 наиболее актуален для шнеков с номинальным диаметром $D_u \leq 0,8$ м.

Основные допущения, соответствующие решению поставленных задач, известные и принятые применительно к эквивалентной динамической схеме (рис. 1), следующие [2 и др.]:

- подсистемы ПИО представлены в виде двух главных сосредоточенных масс;

- упругие и диссипативные свойства механического участка подсистем ПИО рассматриваются в линейной постановке;

- ВЗУ встроено в сопряжение «выходной вал трансмиссии – исполнительный орган» [2,3 и др.];

- упругая характеристика на рабочем участке ВЗУ линейная; режимы запираания устройства отсутствуют, так как предполагается, что момент запираания ВЗУ выше, чем формирующиеся максимальные нагрузки;

- момент инерции ведущих элементов ВЗУ (I_0) ничтожно мал по сравнению с моментом инерции I_2 и им можно пренебречь.

Применительно к описанию диссипативных свойств ВЗУ и динамической характеристики приводного электродвигателя необходимые зависимости и пояснения к ним приведены ниже.

Математические модели (ММ) рассматриваемой подсистемы предполагающие их последующую компьютерную реализацию с помощью методов численного интегрирования (например, Рунге-Кутта четвертого порядка), выглядят следующим образом.

1. При отсутствии ВЗУ, когда $e_{yn} = 0$:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_{12}}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{эд}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \frac{1}{e_{12}}(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c + \beta_3 \cdot \dot{\varphi}_2. \end{cases} \quad (1)$$

2. При наличии ВЗУ и обоснованной возможности описания его диссипативных свойств в линейной постановке, с эквивалентным коэффициентом демпфирования β_y , т.е. когда $V_y = \beta_y(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2)$:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) + \frac{1}{e_{12}}(\varphi_1 - \varphi_0) = M_{эд}; \\ \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) + \frac{1}{e_{12}}(\varphi_1 - \varphi_0) = \beta_y(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_{yn}}(\varphi_0 - \varphi_2); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_y(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2) - \frac{1}{e_{yn}}(\varphi_0 - \varphi_2) = -M_c + \beta_3 \cdot \dot{\varphi}_2. \end{cases} \quad (2)$$

Поскольку упругие связи с коэффициентами податливости e_{12} и e_{yn} и диссипативные связи с коэффициентами демпфирования β_{12} и β_y соединены последовательно (см. рис. 1) и описываются в линейной постановке, для решения ряда инженерных задач систему уравнений (2) можно упростить, рассмотрев только две степени свободы, относящиеся к массам I_1 и I_2 (φ_1 и φ_2). При этом предполагаются следующие известные допущения (индекс «э» указывает на то, что рассматривается механический участок «ротор двигателя – исполнительный орган»):

- коэффициент поглощения определяется зависимостью $\varepsilon_э \approx 2 \cdot \delta_э$, где $\delta_э$ - логарифмический декремент колебаний;

- коэффициент демпфирования равен $\beta_э = \frac{\varepsilon_э}{2\pi \cdot e_э \cdot \omega_{cэ}}$.

Здесь $e_э = e_{12} + e_{yn}$; $\omega_{cэ} = (e_э \cdot I_э)^{-0,5}$ - собственная частота колебаний;

$I_э = I_1 \cdot I_2 (I_1 + I_2)^{-1}$ - эквивалентный момент инерции.

Тогда, учитывая, что относительное демпфирование $\psi_э = \frac{\varepsilon_э}{4\pi}$,

$\varepsilon_э = \varepsilon_{12} \cdot e_{12} \cdot e_э^{-1} + \varepsilon_y \cdot e_{yn} \cdot e_э^{-1}$, получим: $\beta_э = \frac{2 \cdot \psi_э}{(e_э \cdot I_э^{-1})^{0,5}}$.

ММ при таком представлении структурно выглядит аналогично системе уравнений (1):

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_э (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_э} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{эд}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_э (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \frac{1}{e_э} (\varphi_1 - \varphi_2) = -M_c + \beta_э \cdot \dot{\varphi}_2. \end{cases} \quad (3)$$

Для анализа влияния вида диссипативной связи в ВЗУ представляется необходимым рассмотреть математическую модель подсистем ПИО при наличии достаточно характерного для механических виброзащитных устройств рессорного трения, состоящего из сухого и пропорционального деформации упругой связи [4,5], см рис. 2.

На рисунке $M_p = M_{yy} + V_y$, $M_{yy} = e_{yn}^{-1} \cdot \varphi_y$, $V_y = k \cdot M_{yy}$ - реактивный (крутящий), упругий и диссипативный моменты на участке ВЗУ;

$\varphi_y = \varphi_0 - \varphi_2$ - угловая деформация упругих элементов ВЗУ;
 $\varphi_y \in [0; \varphi_{y3}]$;
 φ_{y3} - значение φ_y при запирании ВЗУ.

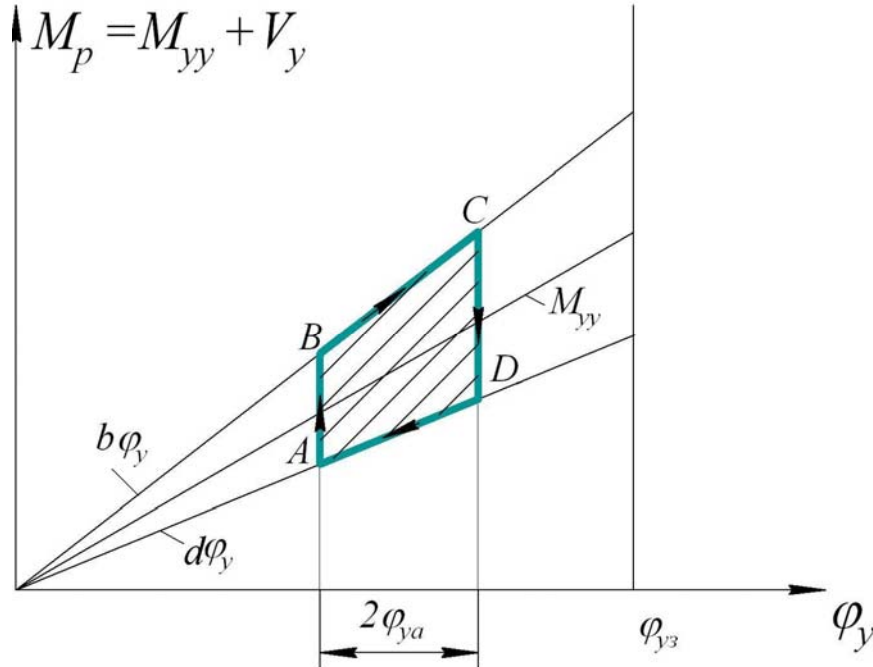


Рисунок 2 – График зависимости $M_p = f(\varphi_y)$ для ВЗУ

Особенностью поведения рассматриваемой нелинейной системы является наличие при колебательном процессе этапов относительного движения соединяемых упругой связью элементов устройства, когда $\dot{\varphi}_y \neq 0$ (на рис. 2 участки BC и DA) и этапов относительного застоя, когда $\dot{\varphi}_y = 0$ (участки AB и CD). В последнем случае сечения вало-провода с координатами φ_2 и φ_0 движутся совместно, относительный угол поворота между ними $\varphi_y = const$.

ММ подсистем ПИО при таком рассмотрении имеют следующий вид:

- на этапах относительного движения, когда $\dot{\varphi}_0 \neq \dot{\varphi}_2$:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) + \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_0) = M_{эд}; \\ \beta_{12} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) + \frac{1}{e_{12}} (\varphi_1 - \varphi_0) = M_p; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - M_p = -M_c + \beta_3 \cdot \dot{\varphi}_2. \end{cases} \quad (4)$$

- на этапах относительного покоя, когда $\dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}_2$ и $\varphi_y = \varphi_y + \varphi_2$:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{e_{12}}((\varphi_1 - \varphi_2) - \varphi_y) = M_{\text{эд}}; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) - \frac{1}{e_{12}}((\varphi_1 - \varphi_2) - \varphi_y) = -M_c + \beta_3 \cdot \dot{\varphi}_2. \end{cases} \quad (5)$$

В уравнениях (4), см. также рис.2:

$$M_p = \begin{cases} e_{yn}^{-1} \cdot \varphi_y \cdot (1 + k_1) = b \cdot \varphi_y & \text{при } \dot{\varphi}_y > 0; \\ e_{yn}^{-1} \cdot \varphi_y \cdot (1 - k_2) = d \cdot \varphi_y & \text{при } \dot{\varphi}_y < 0. \end{cases}$$

При этом:

$$V_y = \begin{cases} k_1 M_{yy} & \text{при } \dot{\varphi}_y > 0; \\ k_2 M_{yy} & \text{при } \dot{\varphi}_y < 0. \end{cases}$$

Здесь k_1 и k_2 - постоянные для конкретного ВЗУ коэффициенты, характеризующие относительное трение рессорного типа и зависящие от структуры и конструктивных параметров устройства [4,5].

ММ (4) описывает движение подсистем ПИО при следующих условиях:

- если $M_p = b \cdot \varphi_y$, тогда $\dot{\varphi}_y > 0$;
- если $M_p = d \cdot \varphi_y$, тогда $\dot{\varphi}_y < 0$.

При этом значения M_p определяются из 2-го уравнения системы (4).

Дифференциальные уравнения (5) описывают поведение подсистемы при условии, что: $d \cdot \varphi_y < M_p < b \cdot \varphi_y$.

Как известно [6-9], наиболее корректно динамическое поведение асинхронных электродвигателей (ЭД) в нелинейной зоне их механических характеристик, работа в которой весьма вероятна при формировании максимальных (пиковых) нагрузок в подсистемах привода исполнительных органов очистных комбайнов, описывает математическая модель, базирующаяся на фундаментальных научных исследованиях Парка-Горева. Эта система уравнений отражает соотношение пространственных векторов соответствующих электрических характеристик и учитывает непостоянство параметров ЭД при изменении их скольжения и влияние питающей сети.

Кроме общепринятых допущений, применительно к рассматриваемой математической модели в работе [6] обоснована замена короткозамкнутого ротора с формой пазов сложного профиля на верхний и нижний эквивалентные контуры, для которых активные R и индуктивные X сопротивления не зависят от скольжения S . Правомочность вышеуказанных допущений подтверждена соответствующими исследованиями путем сопоставления результатов натуральных и вычислительных экспериментов очистных комбайнов 1ГШ68 и РКУ13 [7,9].

С учетом изложенного, на основе этих работ использована нижеприведенная математическая модель, описывающая динамические процессы в электродвигателе в составе подсистем привода ПИО с учетом вытеснения тока в короткозамкнутом роторе и потерь в питающей электросети.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\psi}_{s\alpha} = \omega_0 \cdot d_s [(C_s - 1) \cdot \psi_{s\alpha} + C_{r\beta} \cdot \psi_{\beta\alpha} + C_{rH} \cdot \psi_{H\alpha}] + U_m \cos(\omega_0 t) - \Delta U_{s\alpha}; \\ \dot{\psi}_{b\alpha} = \omega_0 \cdot d_{r\beta} [C_s \cdot \psi_{s\alpha} + (C_{r\beta} - 1) \cdot \psi_{\beta\alpha} + C_{rH} \cdot \psi_{H\alpha}] - \dot{\phi}_1 \cdot \psi_{\beta\beta} \cdot p; \\ \dot{\psi}_{H\alpha} = \omega_0 \cdot d_{rH} [C_s \cdot \psi_{s\alpha} + C_{r\beta} \cdot \psi_{\beta\alpha} + (C_{rH} - 1) \cdot \psi_{H\alpha}] - \dot{\phi}_1 \cdot \psi_{H\beta} \cdot p; \\ \dot{\psi}_{s\beta} = \omega_0 \cdot d_s [(C_s - 1) \cdot \psi_{s\beta} + C_{r\beta} \cdot \psi_{\beta\beta} + C_{rH} \cdot \psi_{H\beta}] + U_m \sin(\omega_0 t) - \Delta U_{s\beta}; \\ \dot{\psi}_{b\beta} = \omega_0 \cdot d_{r\beta} [C_s \cdot \psi_{s\beta} + (C_{r\beta} - 1) \cdot \psi_{\beta\beta} + C_{rH} \cdot \psi_{H\beta}] + \dot{\phi}_1 \cdot \psi_{\beta\alpha} \cdot p; \\ \dot{\psi}_{H\beta} = \omega_0 \cdot d_{rH} [C_s \cdot \psi_{s\beta} + C_{r\beta} \cdot \psi_{\beta\beta} + (C_{rH} - 1) \cdot \psi_{H\beta}] + \dot{\phi}_1 \cdot \psi_{H\alpha} \cdot p; \\ I_{\alpha 1} \dot{\phi}_1 + \beta_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + \frac{1}{e_{12}} (\phi_1 - \phi_2) = M_{\alpha}; \\ M_{\alpha 0} = \frac{3\omega_0 p}{2X_s} [\psi_{s\beta} (C_s \psi_{s\alpha} + C_{r\beta} \psi_{\beta\alpha} + C_{rH} \psi_{H\alpha}) - \psi_{s\alpha} (C_s \psi_{s\beta} + C_{r\beta} \psi_{\beta\beta} + C_{rH} \psi_{H\beta})] \end{array} \right. \quad (6)$$

$$\text{Здесь: } d_s = \frac{R_s}{X_s}; d_{r\beta} = \frac{R_{r\beta}}{X_{r\beta}}; d_{rH} = \frac{R_{rH}}{X_{rH}};$$

$$C_s = \frac{X_{sr}}{X_s}; C_{r\beta} = \frac{X_{sr}}{X_{r\beta}}; C_{rH} = \frac{X_{sr}}{X_{rH}};$$

$$X_{sr} = \left(\frac{1}{X_m} + \frac{1}{X_s} + \frac{1}{X_{r\beta}} + \frac{1}{X_{rH}} \right)^{-1};$$

$$\Delta U_{s\alpha} = R_c \cdot i_{s\alpha} - X_c \cdot i_{s\beta};$$

$$\Delta U_{s\beta} = R_c \cdot i_{s\beta} - X_c \cdot i_{s\alpha};$$

$$i_{s\alpha} = \omega_0 \cdot X_s^{-1} (\psi_{s\alpha} - C_s \psi_{s\alpha} - C_{r\beta} \psi_{\beta\alpha} - C_{rH} \psi_{H\alpha});$$

$$i_{s\beta} = \omega_0 \cdot X_s^{-1} (\psi_{s\beta} - C_s \psi_{s\beta} - C_{r\beta} \psi_{\beta\beta} - C_{rH} \psi_{H\beta}).$$

Применительно к ЭД (в рассматриваемом случае ЭКВ 5-250В-У5) в вышеприведенной ММ обозначены:

$s, rв, rн$ – индексы, характеризующие отношение данного параметра соответственно к статору, эквивалентному верхнему контуру ротора и эквивалентному нижнему контуру ротора;

$\Psi_{\alpha}, \Psi_{\beta}, \Delta U_{s\alpha}, \Delta U_{s\beta}, i_{s\alpha}, i_{s\beta}$ – проекции векторов потокосцеплений, падения напряжения статора (учитывается влияние питающей сети) и токов статора ψ на реальную (α) и мнимую (β) оси в неподвижной относительно статора системе координат $O\alpha\beta$;

$U_m = \sqrt{\frac{2}{3}} U_{ном}$ – амплитудное напряжение фазы;

$U_{ном} = 1140 В$ – номинальное фазное напряжение сети;

R_c, X_c – активное и реактивное сопротивления питающей электросети (трансформатора и соединительных кабелей);

$R_s, R_{rв}, R_{rн}$ – активные сопротивления: фазы обмотки статора и фаз верхней и нижней клеток ротора;

$X_s, X_{rв}, X_{rн}$ – индуктивные сопротивления: синхронное статора и рассеивание верхней и нижней клеток ротора;

X_{sr}, X_m – индуктивные сопротивления соответственно: приведенное статора и взаимоиндукции;

$\omega_0 = 314 с^{-1}$ – круговая частота питающей сети;

$p=2$ – число пар полюсов;

$C_s, C_{rв}, C_{rн}$ и $d_s, d_{rв}, d_{rн}$ – соответственно коэффициенты относительного реактивного и относительного активного сопротивления, которые находятся в зависимости от параметров схемы замещения ЭД.

При моделировании момента сил сопротивления M_c представляется целесообразным заложить нижеследующие варианты описания процесса его формирования, что в дальнейшем потребуется для соответствующего анализа возможностей упрощения математической модели подсистем ПИО.

1. Максимальные нагрузки на исполнительном органе (ИО) описываются аналитически и представляют собой сумму среднего уровня момента сил сопротивления $M_c = const$ и одиночного импульса треугольной формы с затянутым передним фронтом длительностью τ_u и вертикальным задним фронтом. Такая форма кратковременной импульсной нагрузки в первом приближении соответствует центральному (наиболее опасному) прорезанию резцом твердого вклю-

чения (ТВ) карбонатно-пиритного типа [10] и использована в работах ДонНТУ [11,12].

В этом случае:

$$M_c = \begin{cases} \bar{M}_c, & \text{если } \begin{cases} t \in [0; t_1); \\ t \in [t_2 = t_1 + \tau_u; t_3]; \end{cases} \\ \bar{M}_c + \frac{M_{ck}}{\tau_u} t, & \text{если } t \in [t_1; t_2] \end{cases} \quad (7)$$

В зависимостях (7):

t_1 и $(t_3 - t_2)$ - длительности переходных режимов, соответствующих выходу процессов – откликов в подсистемах ПИО на установившийся режим и затуханию этих процессов колебательного характера после воздействия импульса:

M_{ck} - максимальные значения нагрузки на ИО, обусловленный прорезанием резцом твердого включения; значения M_{ck} принимаются по зависимостям [13] или по результатам натуральных экспериментов.

2. Максимальные нагрузки на ИО принимаются на основе записей усилий резания Z на резце на всем пути прорезания ТВ $L_{n.ck}$, полученных в результате натуральных экспериментов. Зафиксированные непрерывные зависимости $Z=f(L)$, где $L \in [0; L_{n.ck}]$, для реализации численного интегрирования далее должны быть преобразованы в дискретный цифровой ряд $Z(Z_1, \dots, Z_n)$ с достаточно малым шагом интервалом дискретности ΔL . Так как этот метод учитывает колебания угловой скорости $\dot{\varphi}_2$, то потенциально он направлен на получение более точных результатов по сравнению с рассмотрением зависимости Z в функции времени в случае центральных прорезаний карбонатных и пиритных ТВ, которые разрушаются несколькими крупными сколами и характеризуются более высокой длительностью прорезания по сравнению с резанием карбонатно-пиритных ТВ [10].

При этом момент M_c на участке прорезания ТВ определяется зависимостью:

$$M_c = \bar{M}_c + 0,5D_u Z(L) \quad \text{при } L \in [0; L_{n.ck}]. \quad (8)$$

Здесь $L = 0,5D_u \bar{\varphi}_2$; $\bar{\varphi}_2 \in [\bar{\varphi}_{2н}, \bar{\varphi}_{2к})$;

$\bar{\varphi}_{2н} = 0$ - условно обнуленное значение угловой координаты $\varphi_2(t_1)$ в момент времени t_1 , соответствующий завершению первого переходного процесса (см. выше);

$(\bar{\varphi}_{2к} = \varphi_2(t_2) - \varphi_2(t_1))$ - приращение угловой координаты φ_2 , со-

ответствующее прохождению резцом пути $L_{н.ск}$, т.е. в момент времени t_2 , когда прорезание ТВ завершено.

Далее должны анализироваться колебательные процессы откликов в подсистемах ПИО при $t \in [t_2, t_3]$.

Выполненные разработки предназначены для использования при решении методом имитационного моделирования задач прогнозирования максимальных пиковых нагрузок и оптимизации динамических свойств подсистем ПИО и отражают:

- рассмотрение диссипативных свойств ВЗУ в линейной и нелинейной постановках;

- формирование внешней нагрузки применительно к прорезанию карбонатных, пиритных и карбонатно-пиритных ТВ.

Список источников.

1. Бойко Н.Г. Привод исполнительных органов очистных комбайнов. – Донецк: РИА ДонНТУ, 2005. – 140с.
2. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко, П.А. Горбатов, В.А. Межаков. – М.: Недра, 1988. – 368с.
3. Результаты промышленных испытаний и эксплуатации очистных комбайнов с виброзащитными устройствами / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов, В.Г. Потапов, В.А. Юргилевич // Уголь Украины. – 1988. - №12. С.22-24.
4. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Лысенко Н.М. Установление нагрузок и относительного момента трения в виброзащитном устройстве зубчато-пружинного типа для приводов выемочных машин // Горное оборудование и электромеханика. – М.: Новые технологии, №9, 2008. – С.8-10.
5. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Лысенко Н.М. Установление относительного демпфирования в виброзащитных устройствах рессорного типа // Горное оборудование и электромеханика. – М.: Новые технологии, №9, 2008. – С.11-12.
6. Сивокобыленко В.Ф., Павлюков В.А. Параметры и схемы замещения асинхронных электродвигателей с вытеснением тока в роторе // Электрические станции. – 1976. - №2. - С.51-54.
7. Потапов В.Г. Режимы работы и определение рациональных параметров привода двухдвигательных очистных комбайнов. Дис.... канд.техн.наук. – Донецк, 1982. – 245с.
8. Гуляев В.Г., Потапов В.Г., Мотин Н.Н. Математические модели асинхронных двигателей для исследования динамических свойств приводов горных машин // Научные труды ДонНТУ. Выпуск 99, серия научно-электромеханическая. – Донецк: ДонНТУ, 2005. – С.62-70.
9. Разработка теории функционирования и методов оптимального проектирования для выемочных комбайнов нового поколения: Отчет / ДонНТУ, Руководитель П.А.Горбатов; №ГР 0106 У 002278. – Донецк, 2008. 435с.
10. Албул И.Н. Характер разрушения и максимальные нагрузки при резании твердых включений инструментами // Научные сообщения ИГД им. А.А. Скочинского. Выпуск 140. – М.: 1976. – С.31-38.
11. Мотин Н.Н. Снижение пиковых нагрузок в системе привода исполнительных органов очистных комбайнов. – Автореф. дис.... канд. техн. наук. - Донецк, 1992. – 20 с.
12. Гуляев В.Г., Горбатов П.А., Мотин Н.Н. Определение максимальных нагрузок в подсистемах приводов комбайнов с виброзащитными устройствами // Уголь Украины. – 1995. - №12. – С. 47-48.
13. КД 12.10.042-99. Комбайны очистные. Методика расчета максимальных нагрузок в трансмиссиях. – Донецк: МУП Украины, 1999. – 9с.