

УДК 622.625.28

© В.П. Франчук, К.А. Зиборов

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА, РЕАЛИЗУЮЩЕГО ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ В ТОЧКЕ КОНТАКТА КОЛЕСА И РЕЛЬСА

© V. Franchuk, K. Ziborov

DYNAMIC MODEL MINE LOCOMOTIVE, IMPLEMENTS TRACTIVE FORCE AT THE CONTACT POINT OF WHEEL AND RAIL

Используя уравнения Лагранжа в обобщенных координатах составлена динамическая модель привода шахтного локомотива, реализующего тяговое усилие в точке контакта колеса и рельса. Определена кинетическая, потенциальная энергии сложной электромеханической системы. Для зависимости, отражающей особенности фрикционного контакта пары колесо – рельс для различных условий эксплуатации предложена аналитическая модель, полученная на основании экспериментальных зависимостей А.А. Ренгевича.

Використовуючи рівняння Лагранжа в узагальнених координатах складена динамічна модель приводу шахтного локомотива, що реалізує тягове зусилля в точці контакту колеса і рейки. Визначено кінетична, потенційна енергії складної електромеханічної системи. Для залежності, що відображає особливості фрикційного контакту пари колесо - рейка для різних умов експлуатації запропонована аналітична модель, отримана на підставі експериментальних залежностей О.О. Ренгевича.

Введение. Основные требования, предъявляемые к тяговому приводу шахтного локомотива, связаны с выполнением его основных функций – преобразованием и передачей потока мощности от тягового двигателя к колесным парам, а также с тяжелыми условиями его работы. Вместе с тем, важным требованием является обеспечение высокой безотказности его в работе, уменьшение трудоемкости при обслуживании и ремонте, а также безопасности эксплуатации [1, 2]. На рудничных и шахтных локомотивах широко применяют индивидуальный привод, когда на каждую движущуюся колесную пару передается вращающий момент от отдельного тягового двигателя, а также групповой, когда один двигатель передает вращающий момент на все колесные пары одной тележки [2].

Дать объективную оценку того или иного типа привода, определить область его применения и перспективы развития можно только после сравнения их характеристик и технико-экономических показателей, определенных по результатам аналитических исследований и натурных испытаний в эксплуатации или на физических моделях максимально приближенных к эксплуатационным режимам.

Неполная ясность причинных связей в процессах, происходящих в зоне контакта колес локомотивов с рельсами и влияющих на их сцепление, отсут-

ствие выработанных критериев оценки параметров, описывающих эти процессы, и многообразии действующих случайных факторов [3, 4] не позволяют пока применять полные пространственные нелинейные расчетные схемы, описывающие в комплексе все виды колебаний, влияющие на основное движение локомотива, и установить зависимости, необходимые для расчета его параметров.

Поэтому размерность математической модели в целом должна соответствовать поставленным задачам и по возможности должна быть минимальной. Результаты расчетов, полученные с помощью ранее применяемых и апробированных структур, должны быть сопоставимы и не должны противоречить имеющимся экспериментальным данным.

Цель работы. Составить динамическую модель привода шахтного локомотива, реализующего тяговое усилие в точке контакта колеса и рельса.

Материал и результаты исследований. В теоретических и экспериментальных исследованиях широко используются различные модели, которые применяются либо для изучения механизма явлений, происходящих в системах и объектах, либо для прогнозирования их функционирования [2, 3, 4]. Построение универсальной математической модели, в которой всесторонне учитывались бы все аспекты взаимодействия локомотива с рельсовым путем, было бы невыполнимой задачей. Однако с помощью различных упрощенных математических моделей можно изучить сложные динамические явления, возникающие вследствие этих взаимодействий. Каждая модель предназначена для конкретной области исследований.

В общем случае при построении математической модели для изучения динамического поведения локомотива или всего состава принимается, что части динамической системы являются твердыми телами. Так как каждая степень свободы приводит, как правило, к дифференциальному уравнению второго порядка, то для математического описания системы требуется $6N$ дифференциальных уравнений, где N означает число компонент динамической системы. Решение совокупности этих дифференциальных уравнений является не только трудоемким, но во многих случаях не является необходимым.

Поэтому, несмотря на то, что в силу специфики наложенных связей и несимметрии системы все эти колебания могут оказаться взаимно связанными, часто их можно рассматривать отдельно.

Так для оценки тяговых свойств локомотива в динамической модели могут учитываться степени свободы, соответствующие колебаниям подергивания, галопирования, виляния, бокового отхода и, в меньшей степени, боковой качки [4].

Для построения трехмерной динамической модели шахтного локомотива, движущегося по участку реального шахтного пути, составим расчетную схему тяговой тележки, отображающую физические свойства шахтного локомотива 4КР–600 с индивидуальным приводом (рис. 1). Привод данного локомотива состоит из тягового электродвигателя 1 с фланцевым креплением к редуктору, двухступенчатого цилиндрикоконического редуктора 2, рамы 3 и колесной пары 4

(рис.1, а) [2]. Здесь (рис.1, б) обозначены только массы (моменты инерции), линейные (крутильные) жесткости в том числе элементов привода и трансмиссии.

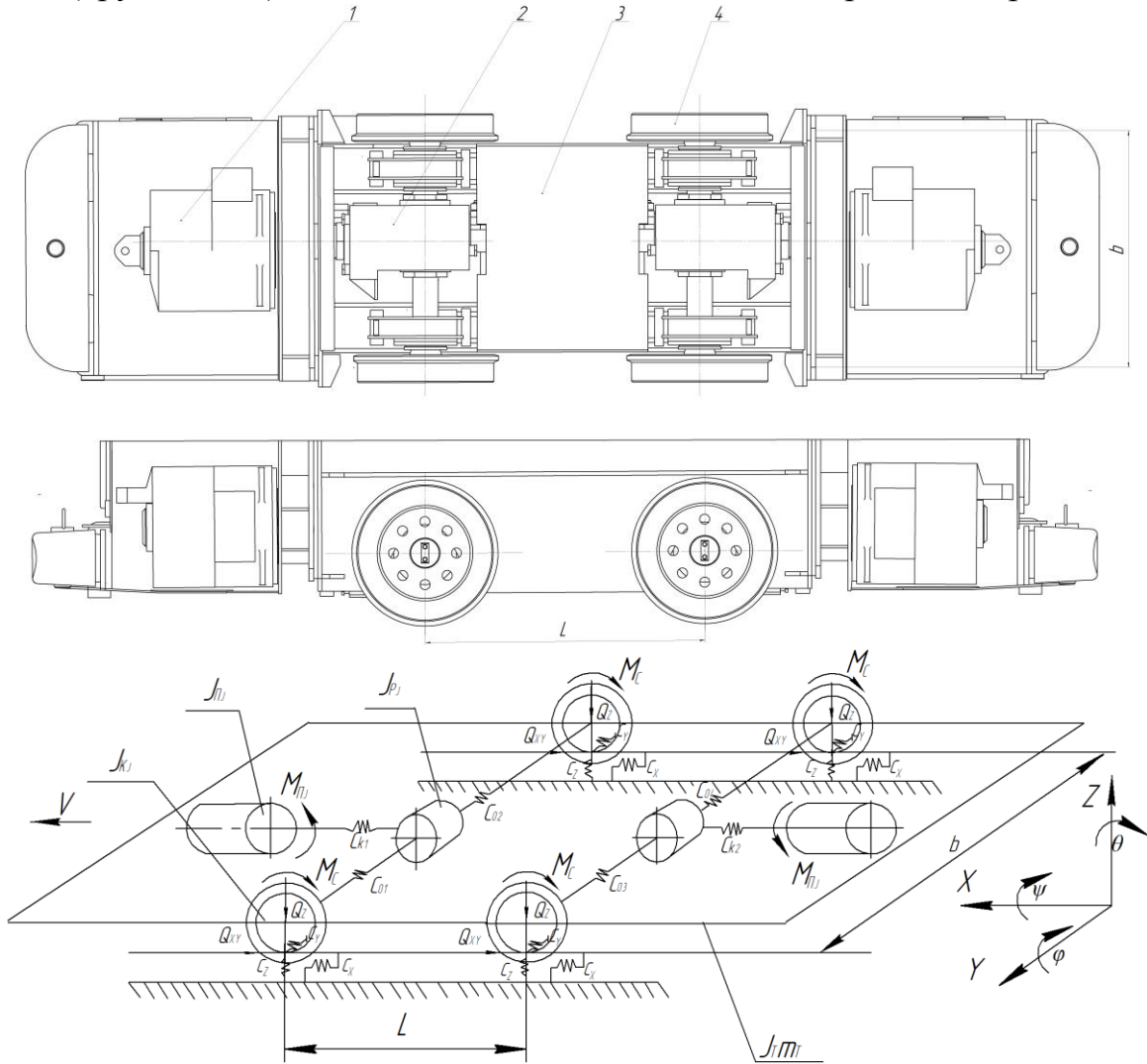


Рис. 1. Компонентная схема и динамическая модель шахтного локомотива 4КР–600 с индивидуальным приводом

Исходным этапом для аналитического, графического, численного или какого-либо другого метода анализа колебательного процесса является составление системы дифференциальных уравнений, описывающей этот процесс. Теоретической основой большей части исследований колебаний неголономных систем с конечным числом степеней свободы служат уравнения Лагранжа в обобщенных координатах:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi_i}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad i = 1, \bar{N} \quad (1)$$

где t – время; T, Π, Φ – соответственно кинетическая, потенциальная энергия и функция рассеивания; q_i, \dot{q}_i – компоненты вектора обобщенных координат и их производных по времени; Q_i – компоненты вектора обобщенных сил, не имеющих потенциала.

Составленные в предположении, что связи, наложенные на систему, идеальные, эти уравнения не содержат реакций связей, и входящие в них величины, определяющие движение системы (обобщенные координаты и их производные во времени), непосредственно связаны с заданными (обобщенными) силами. Эти допущения характерны для решаемой задачи.

Согласно выбранной системе координат кинетическая энергия для схемы шахтного локомотива с индивидуальным приводом может быть записана по теореме Кенига:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{J_{\Pi_1} \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_{P_1} \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{J_{K_1} \cdot \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{J_{K_2} \cdot \dot{\varphi}_4^2}{2} + \frac{J_{\Pi_2} \cdot \dot{\varphi}_{1'}^2}{2} + \\
 & + \frac{J_{P_2} \cdot \dot{\varphi}_{2'}^2}{2} + \frac{J_{K_3} \cdot \dot{\varphi}_{3'}^2}{2} + \frac{J_{K_4} \cdot \dot{\varphi}_{4'}^2}{2} + \frac{m_T \cdot \dot{X}^2}{2} + \frac{J_X \cdot \dot{\varphi}_X^2}{2} + \\
 & + \frac{m_T \cdot \dot{Y}^2}{2} + \frac{J_Y \cdot \dot{\varphi}_Y^2}{2} + \frac{m_T \cdot \dot{Z}^2}{2} + \frac{J_Z \cdot \dot{\varphi}_Z^2}{2},
 \end{aligned} \tag{2}$$

где m_T – масса экипажной части тяговой тележки; J_X, J_Y, J_Z – момент инерции рамы тяговой тележки относительно, соответственно, осей X, Y, Z ; J_{K_i} – момент инерции i -го колеса тяговой тележки ($i=1...4$); J_{P_j} – момент инерции j -го редуктора колесной пары тяговой тележки, приведенный к тяговому зубчатому колесу колесной пары ($j=1...2$); J_{Π_j} – момент инерции ротора j -го двигателя колесной пары тяговой тележки ($j=1...2$); φ_i, φ_i' – угловые обобщенные координаты перемещения центров масс ротора двигателя, редуктора, колес колесной пары тяговой тележки ($i=1...4$); $\varphi_X, \varphi_Y, \varphi_Z$ – угловые обобщенные координаты перемещения центра масс рамы тяговой тележки; X, Y, Z – линейные обобщенные координаты перемещения центра масс рамы тяговой тележки.

Потенциальная энергия системы по теореме Клапейрона равна сумме упругих деформаций тел, входящих в систему:

$$\begin{aligned}
 \Pi = & \frac{Ck_1(\varphi_1-\varphi_2)^2}{2} + \frac{C_{01}(\varphi_2-\varphi_3)^2}{2} + \frac{C_{02}(\varphi_2-\varphi_4)^2}{2} + \frac{Ck_2(\varphi_5-\varphi_6)^2}{2} + \\
 & + \frac{C_{03}(\varphi_6-\varphi_7)^2}{2} + \frac{C_{04}(\varphi_6-\varphi_8)^2}{2} + \frac{C_{z1}\left(Z + \frac{b}{2}\varphi_x + \frac{L}{2}\varphi_y\right)^2}{2} + \\
 & + \frac{C_{z2}\left(Z - \frac{b}{2}\varphi_x + \frac{L}{2}\varphi_y\right)^2}{2} + \frac{C_{z3}\left(Z + \frac{b}{2}\varphi_x - \frac{L}{2}\varphi_y\right)^2}{2} + \frac{C_{z4}\left(Z - \frac{b}{2}\varphi_x - \frac{L}{2}\varphi_y\right)^2}{2} + \\
 & + \frac{C_{y1}\left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z\right)^2}{2} + \frac{C_{y2}\left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z\right)^2}{2} + \frac{C_{y3}\left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z\right)^2}{2} + \frac{C_{y4}\left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z\right)^2}{2} + \\
 & + C_{\delta y1} \int \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z - \delta\right) H\left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z - \delta\right) \partial Y + C_{\delta y1} \int \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z - \delta\right) H\left[\left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z - \delta\right)\right] \partial\left(\frac{L}{2}\varphi_z\right) + \\
 & + C_{\delta y2} \int \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z + \delta\right) H\left[-\left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z + \delta\right)\right] \partial Y + C_{\delta y2} \int \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z + \delta\right) H\left[-\left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z + \delta\right)\right] \partial\left(\frac{L}{2}\varphi_z\right) + \\
 & + C_{\delta y3} \int \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z - \delta\right) H\left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z - \delta\right) \partial Y + C_{\delta y3} \int \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z - \delta\right) H\left[\left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z - \delta\right)\right] \partial\left(-\frac{L}{2}\varphi_z\right) + \\
 & + C_{\delta y4} \int \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta\right) H\left[-\left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta\right)\right] \partial Y + C_{\delta y4} \int \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta\right) H\left[-\left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta\right)\right] \partial\left(-\frac{L}{2}\varphi_z\right) + \\
 & + \frac{C_{x1}\left[R_1\varphi_3 + \frac{b}{2}\varphi_z + X\right]^2 H\left[-\kappa_m\left(\kappa_\sigma + \frac{R_1\varphi_3}{V}\right)\right]}{2} + \frac{C_{x2}\left[R_2\varphi_4 - \frac{b}{2}\varphi_z + X\right]^2 H\left[-\kappa_m\left(\kappa_\sigma + \frac{R_2\varphi_4}{V}\right)\right]}{2} + \\
 & + \frac{C_{x3}\left[R_3\varphi_7 + \frac{b}{2}\varphi_z + X\right]^2 H\left[-\kappa_m\left(\kappa_\sigma + \frac{R_3\varphi_7}{V}\right)\right]}{2} + \frac{C_{x4}\left[R_4\varphi_8 - \frac{b}{2}\varphi_z + X\right]^2 H\left[-\kappa_m\left(\kappa_\sigma + \frac{R_4\varphi_8}{V}\right)\right]}{2} \quad , \quad (3)
 \end{aligned}$$

где C_k – приведенная крутильная жесткость передаточного механизма (с учетом зубчатых колес и валов редуктора); C_{0i} – крутильная жесткость участка оси колесной пары длиной l и диаметром d от зубчатого колеса тяговой передачи до центра колеса колесной пары ($i=1...4$); c_{zi} – вертикальная жесткость шахтного рельсового пути при взаимодействии с i -м колесом тяговой тележки ($i=1...4$); c_{yi} – поперечная жесткость шахтного рельсового пути при взаимодействии с i -м колесом тяговой тележки на пятне контакта ($i=1...4$); c_{xi} – продольная жесткость шахтного рельсового пути при взаимодействии с i -м колесом тяговой тележки на пятне контакта ($i=1...4$); $c_{\delta yi}$ – боковая жесткость шахтного рельсового пути при взаимодействии с ребордой i -го колеса тяговой тележки ($i=1...4$); X, Y, Z – линейные обобщенные координаты перемещения центра масс рамы тяговой тележки; b – ширина колеи по дорожке качения колес колесной пары локомотива; L – колесная база шахтного локомотива; R_i – радиус по кругу катания i -го колеса колесной пары тяговой тележки ($i=1...4$); δ – расстояния между гребнями колес в точках контакта их с рельсами при поперечном движении тяговой тележки локомотива для среднего положения в колее; $\varphi_X, \varphi_Y, \varphi_Z$ – угловые обобщенные координаты перемещения центра масс рамы тяговой тележки локомотива; κ, κ_m – параметр скольжения (текущий, максимальный) для заданного значения составляющей тяговой

нагрузки на колесе колесной пары; V – поступательная скорость движения оси колеса.

Известно [3, 4, 5], что сцепление таких тел, как колесо и рельс является результатом взаимодействия сил, действующих в зоне контакта, и под влиянием многочисленных факторов, проявляющихся при движении локомотива, имеет статистический характер. Эти факторы можно разделить на две группы: статические и динамические.

К статическим факторам относятся: отклонение общей массы локомотива и его отдельных узлов при изготовлении и ремонте, различие величин внутреннего трения в соединениях звеньев ходовой части, неравномерность реакций между колесами и рельсами и т.д. Динамические факторы вызывают колебания звеньев локомотива и, как следствие, изменения реакций между выходными звеньями и рельсами. Возникающие колебания зависят от компоновочного решения и конструктивного исполнения тяговой секции (экипажной части), характера подвешивания и жесткости упругих элементов, скорости движения локомотива, характеристики фрикционной пар колесо–рельс и т.п.

С точки зрения использования силы сцепления не безразлично по какому закону меняется сила тяги в течение каждой фазы движения и какова длительность каждой из этих фаз. Потому что в зависимости от того, по какому закону изменения силы тяги мы приближаемся к пределу сцепления, зависит закон распределения касательных сил по опорной поверхности колеса на рельсе, а, следовательно, и степень использования силы сцепления.

В работе [5] авторами разработана аналитическая модель взаимодействия колеса и рельса на элементарном участке контакта при наличии нормальной и сдвигающей нагрузки (режим тяги). Используя аналитическую модель получена качественная зависимость, отражающая особенности фрикционного контакта пары колесо – рельс для различных условий эксплуатации, где характер взаимодействия контактирующей пары существенно отличается. Математическое описание процесса основано на экспериментальных исследованиях зависимости тягового усилия от скорости относительного движения (неполное проскальзывание – так называемый режим крипа, срыв сцепления и полное скольжение, влекущее за собой снижение силы тяги) Д.К. Минова, А.А. Ренгевича:

$$Q_{xy} = \mu_0 \alpha Q_z \chi, \quad (4)$$

где $\chi = \frac{\kappa_m}{\delta \kappa_m^2 V + \beta \kappa_m + \lambda}$ – коэффициент формы взаимодействия тел с подвижной точкой контакта.

Пользуясь данным аналитическим решением для взаимодействия тел с подвижной точкой контакта, и исходя из реальных размеров пятна контакта пары колесо–рельс, можно определить продольную C_{xi} и поперечную C_{yi} жесткости на пятне контакта для данных условий упругого взаимодействия:

$$C_{xi} = \frac{Q_z}{4\lambda\alpha k} \mu_0 \alpha \quad \text{и} \quad C_{yi} = \frac{Q_z}{4\lambda b k} \mu_0 \alpha$$

Качественная зависимость, отражающая особенности фрикционного контакта пары колесо–рельс для шахтных условий эксплуатации (рис. 2), описывает условия взаимодействия контактирующей пары шахтного локомотива (при скорости движения рельсового экипажа $V=14$ км/час (~ 4 м/с)). Учет неупругих сопротивлений, представленных в виде комплексного модуля упругости [5], позволяет оценить степень влияния физико-механических свойств и температуры контактирующих поверхностей на реализацию максимального тягового усилия.

Температура на площадке взаимодействия является одним из важных критериев в оценке фрикционных свойств пары колесо–рельс, и зависит, как от нагрузки в контакте, так и скорости скольжения. Данные зависимости дают информацию о существующих резервах эффективной реализации силы тяги и могут использоваться при научном обосновании и выборе параметров (схем) привода шахтного локомотива.

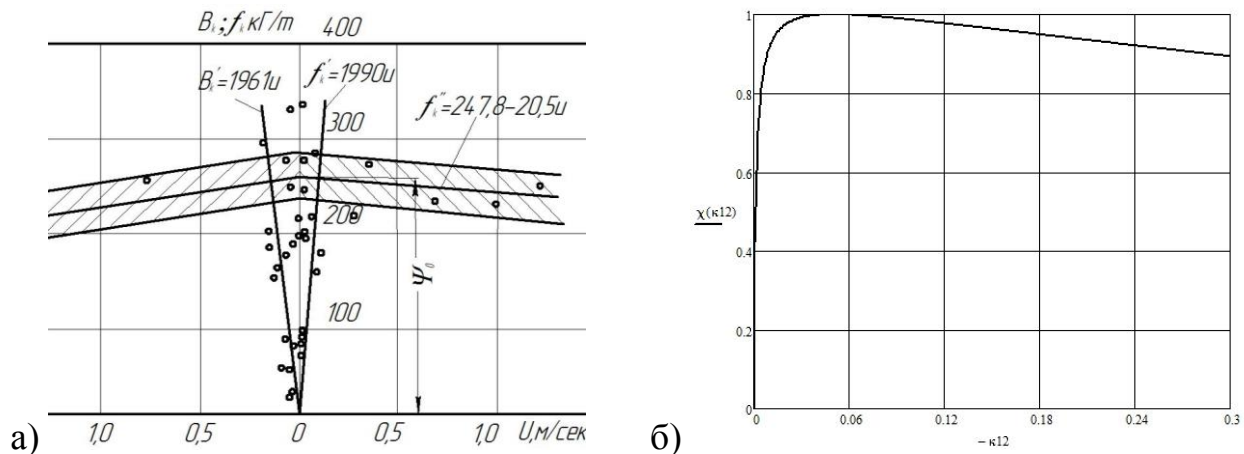


Рис. 2. Экспериментальная (а) и аппроксимирующая (б) зависимости для шахтных локомотивов

Подставляя (2) и (3) в (1), получим, что вынужденные колебания представленной на рис. 1, б механической системы тягового привода шахтного локомотива с индивидуальным приводом описываются системой 14 дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами следующего вида:

$$\begin{aligned}
 J_{\Pi_1} \cdot \ddot{\varphi}_1 + Ck_1(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{\Pi_1} \\
 J_{R_1} \cdot \ddot{\varphi}_2 - Ck_1(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{01}(\varphi_2 - \varphi_3) + C_{02}(\varphi_2 - \varphi_4) &= 0 \\
 J_{K_1} \cdot \ddot{\varphi}_3 - C_{01}(\varphi_2 - \varphi_3) + C_{x1}R_1 \left[R_1\varphi_3 + \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_1\dot{\varphi}_3}{V} \right) \right] &= 0 \\
 J_{K_2} \cdot \ddot{\varphi}_4 - C_{02}(\varphi_2 - \varphi_4) + C_{x2}R_2 \left[R_2\varphi_4 - \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_2\dot{\varphi}_4}{V} \right) \right] &= 0 \\
 J_{\Pi_2} \cdot \ddot{\varphi}_5 + Ck_2(\varphi_5 - \varphi_6) &= M_{\Pi_2} \\
 J_{P_2} \cdot \ddot{\varphi}_6 - Ck_2(\varphi_5 - \varphi_6) + C_{03}(\varphi_6 - \varphi_7) + C_{04}(\varphi_6 - \varphi_8) &= 0 \\
 J_{K_3} \cdot \ddot{\varphi}_7 - C_{03}(\varphi_6 - \varphi_7) + C_{x3}R_3 \left[R_3\varphi_7 + \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_3\dot{\varphi}_7}{V} \right) \right] &= 0 \\
 J_{K_4} \cdot \ddot{\varphi}_8 - C_{04}(\varphi_6 - \varphi_8) + C_{x4}R_4 \left[R_4\varphi_8 - \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_4\dot{\varphi}_8}{V} \right) \right] &= 0 \\
 J_X \cdot \ddot{\varphi}_x + C_{z1} \frac{b}{2} \left(Z + \frac{b}{2}\varphi_x + \frac{L}{2}\varphi_y \right) - C_{z2} \frac{b}{2} \left(Z - \frac{b}{2}\varphi_x + \frac{L}{2}\varphi_y \right) + C_{z3} \frac{b}{2} \left(Z + \frac{b}{2}\varphi_x - \frac{L}{2}\varphi_y \right) - C_{z4} \frac{b}{2} \left(Z - \frac{b}{2}\varphi_x - \frac{L}{2}\varphi_y \right) &= \frac{(M_{\Pi_1} + M_{\Pi_2})}{u} \\
 J_Y \cdot \ddot{\varphi}_y + C_{z1} \frac{L}{2} \left(Z + \frac{b}{2}\varphi_x + \frac{L}{2}\varphi_y \right) + C_{z2} \frac{L}{2} \left(Z - \frac{b}{2}\varphi_x + \frac{L}{2}\varphi_y \right) - C_{z3} \frac{L}{2} \left(Z + \frac{b}{2}\varphi_x - \frac{L}{2}\varphi_y \right) - C_{z4} \frac{L}{2} \left(Z - \frac{b}{2}\varphi_x - \frac{L}{2}\varphi_y \right) &= 0 \\
 J_Z \cdot \ddot{\varphi}_z + C_{y1} \frac{L}{2} \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z \right) + C_{y2} \frac{L}{2} \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z \right) - C_{y3} \frac{L}{2} \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z \right) - C_{y4} \frac{L}{2} \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) + \\
 + C_{\delta y1} \frac{L}{2} \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z - \delta \right) H \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z - \delta \right) + C_{\delta y2} \frac{L}{2} \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) H \left[- \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) \right] - \\
 - C_{\delta y3} \frac{L}{2} \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z - \delta \right) H \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z - \delta \right) - C_{\delta y4} \frac{L}{2} \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) H \left[- \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) \right] + \\
 + C_{x1} \frac{b}{2} \left[R_1\varphi_3 + \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_1\dot{\varphi}_3}{V} \right) \right] - C_{x2} \frac{b}{2} \left[R_2\varphi_4 - \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_2\dot{\varphi}_4}{V} \right) \right] + \\
 + C_{x3} \frac{b}{2} \left[R_3\varphi_7 + \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_3\dot{\varphi}_7}{V} \right) \right] - C_{x4} \frac{b}{2} \left[R_4\varphi_8 - \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_4\dot{\varphi}_8}{V} \right) \right] &= 0 \\
 m_T \cdot \ddot{X} + C_{x1} \left[R_1\varphi_3 + \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_1\dot{\varphi}_3}{V} \right) \right] + C_{x2} \left[R_2\varphi_4 - \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_2\dot{\varphi}_4}{V} \right) \right] + \\
 + C_{x3} \left[R_3\varphi_7 + \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_3\dot{\varphi}_7}{V} \right) \right] + C_{x4} \left[R_4\varphi_8 - \frac{b}{2}\varphi_z + X \right] H \left[-\kappa_m - \left(\kappa_{\varpi} + \frac{R_4\dot{\varphi}_8}{V} \right) \right] &= -Q_{xy} \\
 m_T \cdot \ddot{Y} + C_{y1} \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z \right) + C_{y2} \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z \right) + C_{y3} \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z \right) + C_{y4} \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z \right) + \\
 + C_{\delta y1} \frac{L}{2} \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z - \delta \right) H \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z - \delta \right) + C_{\delta y2} \frac{L}{2} \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) H \left[- \left(Y + \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) \right] - \\
 - C_{\delta y3} \frac{L}{2} \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z - \delta \right) H \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z - \delta \right) - C_{\delta y4} \frac{L}{2} \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) H \left[- \left(Y - \frac{L}{2}\varphi_z + \delta \right) \right] &= 0 \\
 m_T \cdot \ddot{Z} + C_{z1} \left(Z + \frac{b}{2}\varphi_x + \frac{L}{2}\varphi_y \right) + C_{z2} \left(Z - \frac{b}{2}\varphi_x + \frac{L}{2}\varphi_y \right) + C_{z3} \left(Z + \frac{b}{2}\varphi_x - \frac{L}{2}\varphi_y \right) + C_{z4} \left(Z - \frac{b}{2}\varphi_x - \frac{L}{2}\varphi_y \right) &= Q
 \end{aligned}$$

Закономерности взаимодействия между отдельными элементами подсистем позволяют выбрать наиболее рациональную (с минимальной размерностью) структуру математической модели системы экипаж–тяговый электропривод–путь для конкретной конструкции локомотива, целенаправленно спланировать и провести численный эксперимент по оценке динамических свойств системы в различных режимах с варьированием в широком диапазоне параметров привода и экипажа.

В этом случае, интересующие выходные показатели системы (динамические составляющие усилий и моментов в различных элементах системы, силы

тока в цепи j -го тягового электродвигателя, ускорений различных элементов подсистем и др.) экипаж–тяговый электропривод–путь наиболее полно отражают динамические качества непосредственно тягового привода, а также характеризуют его влияние на динамические показатели экипажа и работу энергетических цепей.

Выбор структуры и оптимальных параметров шахтного локомотива, основанный на детальном анализе протекающих в его звеньях технологических и динамических процессов, одновременно решает и проблему повышения износостойкости и надежности конструктивных элементов, снижения металлоемкости и энергозатрат, а также уменьшение габаритов, причем наиболее экономичным образом – только за счет обоснованного выбора динамической модели и рабочих параметров.

Выводы. Постановка задачи в данном виде позволяет при конкретных характеристиках динамической модели решать задачи выбора параметров компоновочных схем и упруго-диссипативных связей при проектировании приводов шахтного локомотива. На основе характеристики фрикционного контакта пары колесо–рельс можно прогнозировать надежность работы всех звеньев ходовой части, а также судить о динамике износа бандажей колесных пар и ее зависимости от параметров и свойств элементов привода. Для шахтных локомотивов отмеченное обстоятельство может иметь решающее значение при создании систем управления, обеспечивающих наилучшее использование сцепления в наиболее тяжелом режиме работы – при трогании и разгоне.

Перечень ссылок

1. Bilichenko, M.Ya., Pivnyak, H.H., Renhevykh, O.O. (2005). Transport na hirnychkykh pidpryyemstvakh. Dnipropetrovs'k: Natsionalnyi hirnychyi universytet.
2. Shakhtar', P.S. (1982). Rudnichnyye lokomotivy. Moskva: Nedra.
3. Verigo, M.F. (1986). Vzaimodeystviye puti i podvizhnogo sostava. Moskva: Transport.
4. Garg, V.K., Dukkipati, R.V. (1988). Dinamika podvizhnogo sostava. Moskva: Transport.
5. Franchuk, V.P., Ziborov, K.A. (2017). Vzayemodiya til z rukhomoyu tochkoyu kontaktu. Dnipro: Natsionalnyi hirnychyi universytet.

ABSTRACT

Purpose. Create a dynamic model of a mine locomotive drive, realizing the tractive effort at the contact point of the wheel and rail.

The methods. Using the Lagrange equations in generalized coordinates, kinetic and potential energy of a complex electromechanical system is determined. For depending reflecting characteristics frictional contact rail-wheel pair for different operating conditions proposed analytical model obtained on the basis of experimental dependences A.A. Rengevich.

Findings. Formulation of the problem in this form allows for the specific characteristics of the dynamic model to solve the problem of choosing the parameters of layout schemes and elastic-

dissipative connections in the design of mine locomotive drives. The patterns of interaction between individual elements of subsystems make it possible to choose the most rational (with minimal dimension) structure of the mathematical model of the system crew-traction electric drive-path for a specific locomotive design, purposefully plan and conduct a numerical experiment to evaluate the dynamic properties of the system in various modes.

Practical implications. The choice of the structure and optimal parameters of the mine locomotive, based on a detailed analysis of the technological and dynamic processes taking place in its links at the same time solves the problem of increasing the reliability and durability of structural components, reducing metal consumption and energy costs.

Keywords: *mine locomotive, dynamic model, drive, tractive effort*