

ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВО-ТОРМОЗНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА

Зиборов К.А. канд. тех. наук, доц., Вернер И.В. аспирант,
Сердюк В.А. аспирант,
Национальная горная академия Украины

Рассмотрена возможность применения гидропривода и рельсового тормоза для повышения тягово-тормозных характеристик шахтных локомотивов.

The opportunity of application of a hydrodrive and rail brake for increase of traction-brake characteristics of mine locomotives is considered.

Темпы проведения выработок и подготовки шахтных полей во многом зависят от транспортно-технологических схем. Показатели последних определяются средствами транспорта и организацией работ. Наиболее эффективна при циклической схеме проведения выработок локомотивная откатка горной массы, материалов, оборудования. Поэтому от эксплуатационных характеристик и надежности шахтных локомотивов в значительной мере зависит экономическая эффективность горнодобывающих предприятий.

Механическая система шахтного локомотива состоит из механизмов, осуществляющих передачу и преобразование движений. При расчетах ее звеньев на прочность и надежность в качестве исходной информации необходимо знать действующие в рассчитываемых звеньях нагрузки, которые в первую очередь определяются их динамическими составляющими, проявляющимися во всех режимах работы (как в установившихся, так и переходных).

Составление динамической модели механической системы следует начинать с рассмотрения ее кинематической схемы, выявляющей структуру механизмов, выделяющей выходные звенья, к которым приложены силы полезного сопротивления, и входные, связанные с двигателем. Для шахтного локомотива таковыми являются силы взаимодействия колеса и рельса, зависящие от характеристик сцепления, упругого скольжения, износа контактирующей пары, параметров системы подвешивания ходовой части и свойств верхнего строения рельсового пути. Нестабильность характеристик источников энергоснабжения (изменение уровня напряжения питания электросе-

тей или уровня давления в гидросети) приводит к изменению нагрузок на различные звенья механической системы шахтных локомотивов, и также является источником возмущения, характерным для шахтных условий [1].

Поэтому решение задач анализа динамических нагрузок и синтеза звеньев, позволяющего определять их оптимальную величину, позволит с большей точностью подойти к определению параметров звеньев механической системы шахтного локомотива и улучшить эксплуатационные показатели работы этих машин на горнодобывающих предприятиях.

Точность и степень практической применимости результатов математического моделирования во многом зависит от того, насколько близки параметры рассматриваемой системы к параметрам звеньев механизмов реального шахтного локомотива. И если параметры механической характеристики двигателя (S и M), а также моменты инерции двигателя и выходного звена (J_1 и J_2) могут быть определены расчетом, то крутильная жесткость элементов привода и коэффициент диссипативных потерь в большинстве случаев определяются только экспериментально. Это обстоятельство существенно ограничивает возможности применения методов математического моделирования на стадии проектирования новых шахтных локомотивов.

Поскольку критерий качества является функционалом от вектора выходных характеристик модели, то критерий оптимальности становится случайным функционалом, а так как для динамической модели привода шахтного локомотива целевая функция в явном виде неизвестна, для получения ее реализации необходимо решать систему дифференциальных уравнений [2].

В современных магистральных локомотивах задача согласования свойств источника энергии (двигателя), исполнительных и передаточных механизмов, а также систем управления решается уже давно. Для шахтных локомотивов она становится актуальной в настоящее время в связи с применением энергосберегающих технологий и снижением удельных энергозатрат на выполнение основного технологического процесса. Для этого при динамическом анализе и синтезе механических систем шахтного локомотива необходимо учитывать свойства систем управления, образующих с двигателем и механизмами шахтного локомотива единую систему.

Подробное рассмотрение конструкций и динамических характеристик элементов систем управления имеется в специальной лите-

ратуре. В данной работе рассмотрим эффективность применения системы с обратной связью, реализующей управление по отклонению.

Особенности фрикционного взаимодействия пары колесо-рельс вызывают нестационарный режим колебания всех звеньев привода. Данный переходной процесс сопровождается нарушением баланса между приходом и расходом энергии, который в исходном установившемся состоянии характеризовался равенством

$$E_0 = P_0^+ - P_0^- = 0,$$

если двигатель находится в покое, или

$$E_0 = P_0^+ - P_0^- = \dot{\phi}_0,$$

если имело место движение с установившейся скоростью.

Отклонение от исходного установившегося состояния проявляется в виде изменений ΔP^+ и ΔP^- , разность между которыми создает управляющее воздействие

$$\Delta E = \Delta P^+ - \Delta P^-,$$

реализуемая через изменение параметра управления e .

При движении рельсового тормоза по шахтному рельсовому пути с геометрическими несовершенствами в плане и профиле снижение тормозной силы вызвано в частности появлением вихревых токов воздушных зазоров между поверхностями рельса и магнитопровода при динамическом прогибе упруго-диссипативного шахтного рельсового пути.. Создание секционного рельсового тормоза позволяет, не изменяя общую длину тормоза, уменьшить воздушные зазоры, возникающие при движении шахтного локомотива.

Для такого описания использована математическая модель шахтного локомотива, учитывающая вертикальные колебания (рис.1).

Расчетная схема представлена в виде кузова и двух колесных пар, соединенных между собой с помощью упруго-диссипативных связей. Шахтный локомотив движется по упруго-диссипативному рельсовому пути с постоянной скоростью, учитываются перемещения колесных пар и кузова в вертикальном направлении. Уравнения движения механической системы, описывающие поведение шахтного локомотива на стыке рельсового пути, получены с использованием уравнения Лагранжа II рода.

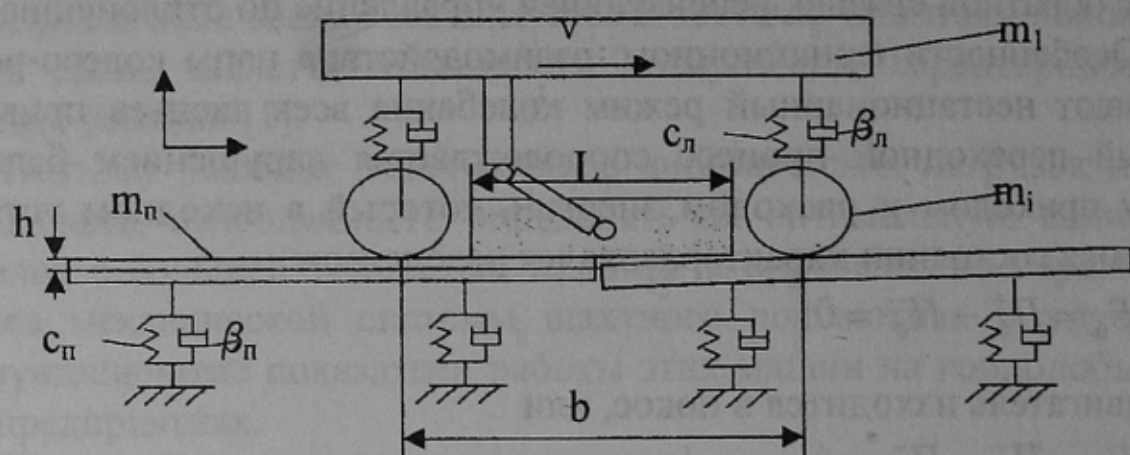


Рисунок 1 - Расчетная схема движения шахтного локомотива с рельсовым тормозом по рельсовому стыку

Запишем выражения кинетической и потенциальной энергии, а также функцию рассеяния

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i \dot{z}_i^2; \quad \Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c_i \Delta_i^2; \quad \Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \beta_i \dot{\Delta}_i^2$$

где m_1 – масса локомотива; m_i – приведенная масса колесной пары и рельсового пути; $\Delta_i = z_{i+1} - z_i$; $\dot{\Delta}_i = \dot{z}_{i+1} - \dot{z}_i$; z_i, \dot{z}_i – координата и скорость; c_i, β_i – коэффициенты упругости и демпфирования системы подвешивания локомотива и рельсового пути.

Подставляя выражения кинетической и потенциальной энергии, а также функцию рассеяния в уравнение Лагранжа, получаем уравнения движения в следующем виде: $m_i \ddot{z}_i - c_i \Delta_i - \beta_i \dot{\Delta}_i = 0$; $i = 1, 3$

Решение системы находим при условиях, соответствующих постоянной скорости движения локомотива $V_i(0) = V_0$. Интегрирование системы уравнений проведено с помощью пакета программ Математика 3.0. В результате решения были получены зависимости изменения сил трения тормоза при прохождении шахтным локомотивом рельсового стыка. На рис. 2 приведены зависимости удельной силы трения от времени при различной длине тормоза и скорости движения $V=4$ м/с. При уменьшении длины тормоза из-за уменьшения влияния воздушных зазоров происходит сокращение периода снижения тормозной силы. На рис. 3 приведены зависимости удельной работы силы трения от длины тормоза. При длине тормоза менее 0,1 м происходит резкое падение удельной работы силы трения из-за уси-

ления влияния размагничивающего действия вихревых токов. Тормоз с длиной секций в диапазоне 0,2–0,3 м позволяет реализовать максимальную удельную работу силы трения.

Используя приведенные зависимости, можно на стадии проектирования выбрать рациональные параметры рельсового тормоза, обеспечивающие надежную работу на шахтном рельсовом пути.

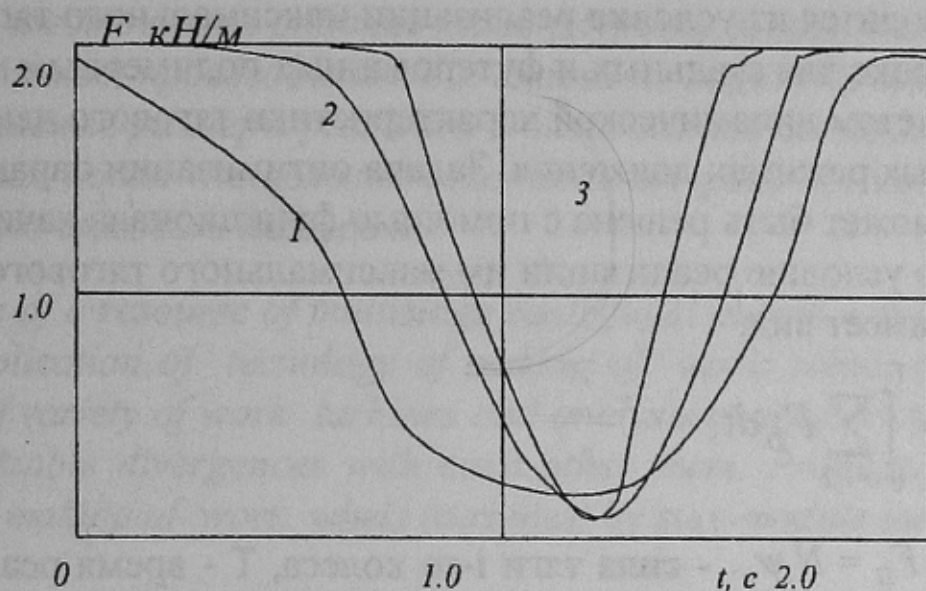


Рисунок 2 - Изменение удельной силы трения во времени при различных длинах тормоза 1– $L=1$ м, 2– $L=0.6$ м, 3– $L=0.4$ м.

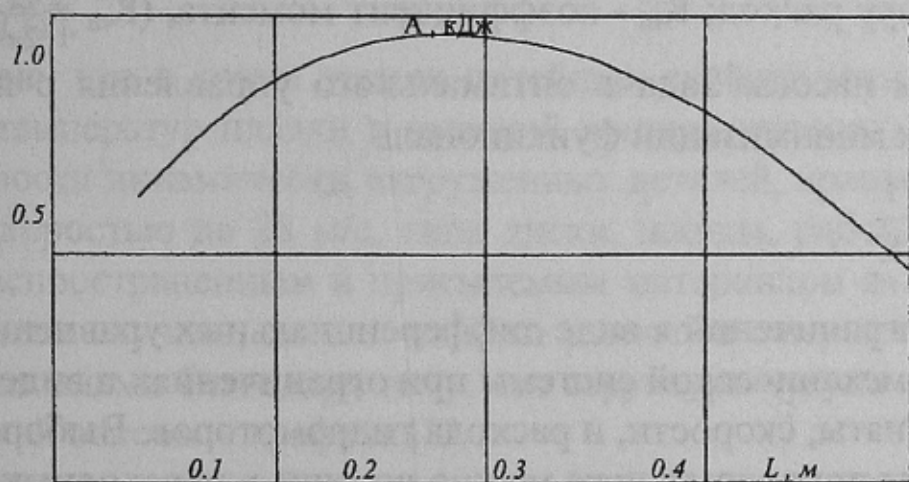


Рисунок 3 - Зависимость удельной работы силы трения от длины тормоза

При эксплуатации шахтных локомотивов, для которых характерны малые значения коэффициента сцепления, особый интерес представляет процесс реализации тягово-тормозного усилия при пе-

реходных режимах трогания, торможения и прохождения криволинейных участков пути.

Применение на шахтных локомотивах приводов с гидropередачей позволит устранить отрицательные явления недолговечности привода и повысить тяговые характеристики на сложных участках рельсового пути с изменяющимися характеристиками сцепления и нагрузками на колесные пары, оптимизация параметров гидропривода производится из условия реализации максимального тягового усилия на сцепке для стальных и футерованных полимерным материалом колес с учетом динамической характеристики тягового двигателя при переходных режимах движения. Задача оптимизации параметров привода может быть решена с помощью функционала качества локомотива по условию реализации им максимального тягового усилия, который имеет вид:

$$K = \int_0^T \sum_{i=1,2} F_{Ti} dt,$$

где $F_{Ti} = N_i \psi_i$, - сила тяги i -го колеса, T - время реализации силы тяги. В качестве параметров оптимизации локомотива с гидроприводом берем a_m - коэффициент утечек, на единицу перепада давления; p_m - механическая характеристика гидромотора; Q_m - подводимый к гидромотору расход; K_m - коэффициент момента, ($K_m = \frac{q_m}{2\pi}$); q_m - рабочий объем насоса. Задача оптимального управления с параметрами сводится к минимизации функционала

$$F = \frac{1}{K},$$

с учетом ограничений в виде дифференциальных уравнений состояния гидромеханической системы при ограничениях в виде неравенств на координаты, скорости, и расхода гидромоторов. Выбором режима управления приводом также можно достичь в переходных фазах движения локомотива требуемых значений силы тяги, торможения и др., поэтому общая постановка задачи оптимизации параметров привода содержит и управление приводом.

Список источников

1. Шахтарь П.С. Рудничные локомотивы. - М.: Недра, 1982. - 296 с.
2. Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. - М.: Машиностроение, 1980. - 215 с