

АЛГОРИТМ РАБОТЫ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА.

В.В. Процив, д-р техн. наук, проф., А.М. Твердохлеб, ассистент
Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», Украина

Предлагается алгоритм работы системы согласования тягового усилия приводных колесных пар шахтного локомотива для реализации максимально возможной силы тяги, определяемой условиями взаимодействия фрикционной пары.

Повышение тяговых свойств локомотивов требует реализации предельных по условию сцепления тяговых усилий. Реализация сил тяги в точке контакта колеса и рельса для шахтного рельсового транспорта ограничена специфическими факторами. К основным факторам можно отнести следующие: низкий коэффициент сцепления колес с рельсами, зависящий в реальных условиях от характера и степени загрязненности дорожек катания рельсов угольной и рудной пылью, повышенная влажность, химическая активность шахтных вод, несовершенство ходовой части локомотивов (наличие зазоров в буксах и звеньях привода), сложность профиля и криволинейность рельсового полотна и т.д. Все это приводит к тому, что шахтный локомотив в основном работает в переходных режимах с частым боксованием колес. Режим боксования является аварийным режимом работы, при котором более чем в 2,5-3 раза возрастает динамическая нагруженность элементов привода, резко повышается износ колесных пар и рельсов, снижается тяговое усилие локомотивов, которые в совокупности приводит к существенному росту удельных энергетических и эксплуатационных затрат. Поэтому весьма важную роль в повышении технологических качеств локомотива играет эффективность систем, предотвращающих боксование колес локомотива. К сожалению, на сегодняшний день, следует отметить достаточно низкий технический уровень применяемых в Украине шахтных локомотивов, большинство из которых разрабатывалось в 60–70-е годы прошлого столетия и которые не оборудованы даже самыми простейшими противобоксовочными системами.

С целью увеличения эффективности и повышения силы тяги проектировщики прибегали к увеличению веса самого локомотива. Однако дальнейшее повышение массогабаритных показателей, с целью обеспечения необходимой силы прижатия колес локомотивов к рельсам, увеличивает бесполезно перевозимую неподдресоренную массу, которая снижает динамические свойства привода и ухудшает воздействие на рельсовый путь. Поэтому в данный момент актуальной является задача использования резервов по повышению силы тяги без увеличения сцепной массы локомотива.

Работы различных исследователей [1 – 4] показывают, что максимальное использование тяговых свойств локомотивов возможно, если научиться активно, с максимальной эффективностью, управлять силами сцепления колес с рельсовым полотном, и поэтому разработка таких систем является сегодня **актуальной задачей**.

Цель работы. Разработка новых технических решений для регулирования тягового усилия по условию реализации максимальных тяговых свойств на каждой из приводных колесных пар, в условиях различного коэффициента сцепления.

Материалы и результаты исследований. Нарушение нормальных условий сцепления колес с рельсами существенно влияет на тяговые свойства и сцепные качества локомотива. Наиболее простую модель образования силы сцепления дает представление приложенного к колесу вращающего момента $M_{вр}$, который действует на рельс с силой нормального давления N , в виде пары сил, одна из которых приложена в точке контакта колеса и рельса (рис. 1.). В таком случае сила сцепления $F_{сц}$ есть внешняя по отношению к колесу сила трения, возникающая как реакция и направленная противоположно силе тяги. Препятствуя скольжению колеса относительно рельса, она создает силу тяги F_T .

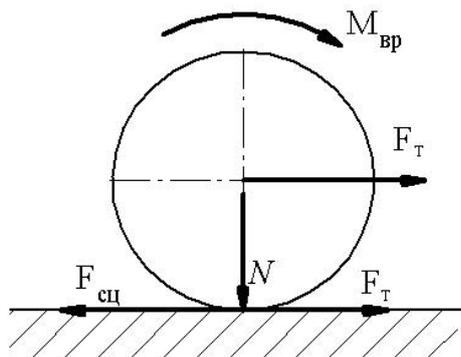


Рис. 1. Упрощенная модель создания силы сцепления

опорной поверхности, возникающей за счет взаимной деформации колеса и рельса и имеющей форму эллипса, одновременно существуют зоны сцепления и упругого скольжения [6].

Известно [7], что вследствие относительного перемещения волокон бандажа колеса и рельса, обусловленного упругостью их материалов, путь, проходимый его геометрическим центром, не равен пути, рассчитаному по окружной скорости и радиусу колеса за то же время. По Картеру на опорной поверхности фрикционной пары зону контакта разделяют на зону упругого скольжения и зону сцепления, а природа движения двух катящихся тел представляется перемежающимся процессом: качение – проскальзывание.

Взаимосвязь между силой сцепления $F_{сц}$ движущегося колеса с силой вертикального давления колесной пары на рельс N устанавливается с помощью коэффициента сцепления:

$$\psi = \frac{F_{сц}}{N}.$$

На рис. 2. приведены идеализированные зависимости коэффициента сцепления шахтного локомотива от относительного скольжения по рельсу для различного состояния рельсового пути: *a* – сухие рельсы, *b* – с твердыми загрязнителями на рельсах, *в* – влажные рельсы, а также характеристики сцепления, полученные разными авторами [8 – 10] экспериментально для специфических шахтных условий, где 1 – характеристика полученная проф. Ренгевичем А. А. в 1970 г., 2 – проф. Процивим В.В. в 1990 г., 3 – проф. Сердюком А.А., к.т.н. Зиборовым К.А., к.т.н. Дерюгиным О.В. в 2000 г.

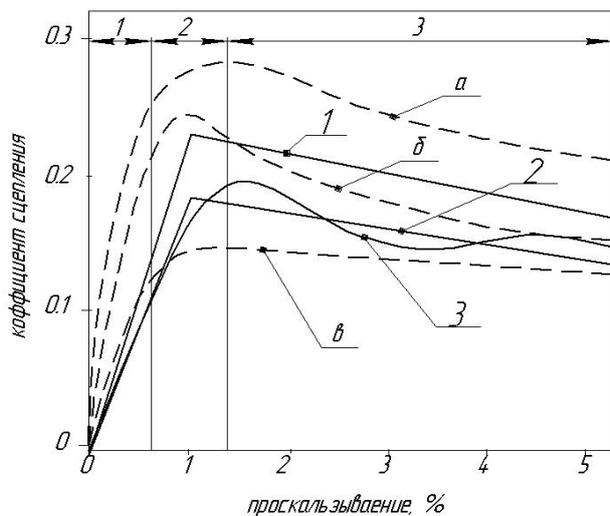


Рис. 2. Зависимость коэффициента сцепления от полного скольжения колеса по рельсу.

Однако на практике, в условиях взаимодействия реальных материалов колеса и рельса, обладающих шероховатостью и имеющих конечную жесткость, процесс образования силы сцепления имеет гораздо более сложную природу. Наиболее распространенной на сегодняшний день есть гипотеза, согласно которой сила сцепления колеса с рельсом возникает при проскальзывании колеса относительно рельса во время качения. Так же, как и сила трения, она зависит от процессов, происходящих в поверхностных слоях контактирующих тел [4] и является результатом механического взаимодействия (деформации микрорельефа соприкасающихся поверхностей) и межмолекулярного притяжения на площадке контакта колеса и рельса, обусловленных большой нормальной нагрузкой [5].

Анализируя выше представленные характеристики и исследования ряда зарубежных и отечественных ученых [11 – 13] можно утверждать, что наличие в реальных условиях загрязнений на поверхности рельсов существенно меняет течение процесса реализации имеющегося уровня сцепления, а поверхностные слои в зоне контакта в существенной степени определяют сцепление колеса с рельсом, обуславливая наличие второго максимума характеристики сцепления, который при использовании быстродействующей аппаратуры удавалось зафиксировать [8, 11, 12].

Полученные разными методами и для разных условий характеристики сцепления иногда существенно отличаются друг от друга. Однако, несмотря на различия, можно выделить общие области, присущие для характеристики сцепления, которые показаны на рис. 2.

Область 1 представляет собой практически линейную зависимость и характеризуется преобладанием в зоне контакта упругих деформаций. По мере увеличения скольжения (область 2) темп роста силы сцепления замедляется и она достигает своего максимального значения. Данный отрезок характеризуется постепенным ростом пластической деформации. Область 3 представляет собой нелинейное снижение силы сцепления, сопровождающееся дальнейшим ростом пластической деформации, действие которой теперь становится доминирующим. Указанные ветви не всегда четко выражены, что объясняется многочисленностью факторов, влияющих на процесс взаимодействия колеса и рельса.

Учитывая специфику работы шахтного локомотива необходимо отметить, что в отличие от железнодорожного рельсового транспорта, который использует в основном первую зону характеристики сцепления, шахтный локомотив работает во второй и третьей областях. Около 80...95 % времени движения локомотив реализует силу тяги, меньшую максимальной по условиям сцепления колес с рельсами, поэтому определяющим динамическим режимом является квазистационарный режим движения. Требуемые динамические свойства привода в характерных динамических режимах могут быть обеспечены в результате всей совокупности варьируемых параметров системы экипаж – тяговый электропривод – путь при учете наложенных на них реальных ограничений.

Тяговый привод современных локомотивов, как электромеханическая система, включает в себя тяговые двигатели с системой регулирования, осевые редукторы, колесные пары, а также связывающие их передаточные механизмы (специальные муфты) и предназначен для передачи вращательного движения и тягового момента от тягового двигателя к колесным парам.

Классификация динамических режимов работы тягового привода локомотива основана на определении положения равновесной точки a , отражающей равенство тягового момента M_T и момента сцепления M_c на характеристике сцепления колеса с рельсом (рис.3.).

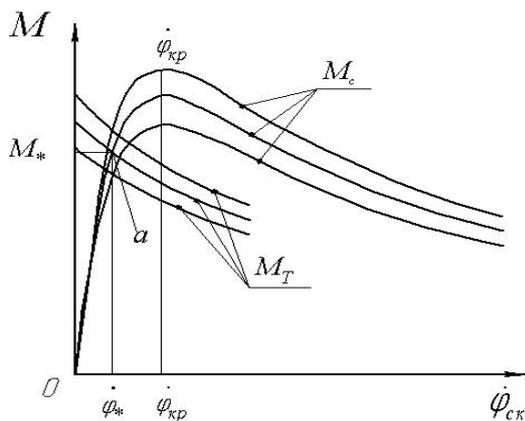


Рис. 3. Взаимное расположение характеристики момента сцепления и тягового момента, приведенного к колесной паре.

Как видно из приведенных выше характеристик, зависимость момента сцепления M_c от угловой скорости скольжения колеса $\dot{\varphi}_{ск}$ имеет восходящий ($\dot{\varphi}_{ск} < \dot{\varphi}_{кр}$) и падающий ($\dot{\varphi}_{ск} > \dot{\varphi}_{кр}$) участки, где $\dot{\varphi}_{кр}$ – критическая угловая скорость скольжения, соответствующая максимальному моменту сцепления. Если точка a находится на восходящем участке характеристики сцепления и не выходит за его пределы, то привод реализует устойчивый режим тяги (или выбега – при M_T , равном нулю). Если точка a находится на падающем участке характеристики сцепления, то имеет место боксование.

Момент сцепления колесной пары с рельсами определяется выражением

$$M_c = R_k(N + \Delta N)\psi_o k(\dot{\varphi}_{ск})$$

где R_k – радиус колеса; N – сила вертикального давления колесной пары на рельс; ΔN – вертикальная динамическая составляющая в контакте колесной пары с рельсами, обусловленная колебаниями экипажа, подвеской и жесткостью рельсового полотна; $k(\dot{\varphi}_{ск}) = \psi / \psi_o$ – безразмерная характеристика сцепления; ψ – мгновенный коэффициент сцепления; ψ_o – потенциальный (максимальный для данной скорости движения локомотива) коэффициент сцепления.

Так как $\Delta N = \Delta N(t)$ является функцией времени и отражает догружение и разгружение контакта колес с рельсами, то момент сцепления также является во времени величиной переменной – $M_c = M_c(t)$.

Тяговый момент, приложенный к колесной паре M_T , также имеет динамическую составляющую, как это следует из выражения:

$$M_T = M_{T0} + \Delta M(t)$$

Как видно из рис. 3, форма и величина области флуктуации $M_c(t)$ и $M_T(t)$ зависят от величин динамических составляющих ΔN и ΔM , а также фазовых соотношений между ними и по мере увеличения среднего тягового момента M_* смещаются к вершине восходящего участка характеристики сцепления $M_c(\varphi_{ск})$. При этом возможен кратковременный заход равновесной точки на падающий участок характеристики $M_c(\varphi_{ск})$ с последующим возвращением (или не возвращением) на восходящий участок.

Режим, при котором зона флуктуации равновесной точки находится в окрестностях вершины характеристики сцепления, является режимом реализации максимальной силы тяги или переходным режимом. Этот режим занимает промежуточное положение между режимами устойчивой тяги и боксования.

Устойчив или не устойчив данный режим, можно судить по тому, как ведет себя равновесная точка: если она возвращается на восходящий участок кривой $M_c(\varphi_{ск})$, то режим устойчив. Если же заход равновесной точки на падающий участок сопровождается её дальнейшим движением в область высоких скоростей скольжения, то считается, что устойчивая реализация тяги нарушена, и начинается боксование. Поэтому регистрация боксования традиционно производится по факту роста скорости скольжения колес относительно рельсов.

Поскольку скорость скольжения, при которой может начаться боксование, не превышает 2,5 – 3,0 % абсолютной скорости, то столь малая величина не позволяет современными регистрирующими приборами точно оценить процесс сцепления колеса с рельсом. Особенно тяжело определить момент начала боксования для шахтного локомотива. Специфические условия эксплуатации шахтного локомотива (низкий коэффициент сцепления, наличие между колесом и рельсом промежуточной среды, значительные неровности и плохое качество рельсового пути, высокая влажность и т.д.) и малые скорости движения, не позволяют перенести результаты исследований противобоксовочных систем железнодорожного состава на шахтный транспорт.

В данной работе авторами предлагается для активного влияния на срыв сцепления применять систему регулирования тягового усилия, которая допускает использование не только рабочего участка характеристики сцепления. В качестве системы, распределяющей движущие моменты на приводных осях, предлагается использовать механизм согласования тягового усилия [14], который позволяет за счет изменения степени свободы перераспределять рабочую нагрузку на колесные пары шахтного локомотива до восстановления сцепления. Принципиальная схема системы согласования тягового усилия показана на рис. 4.

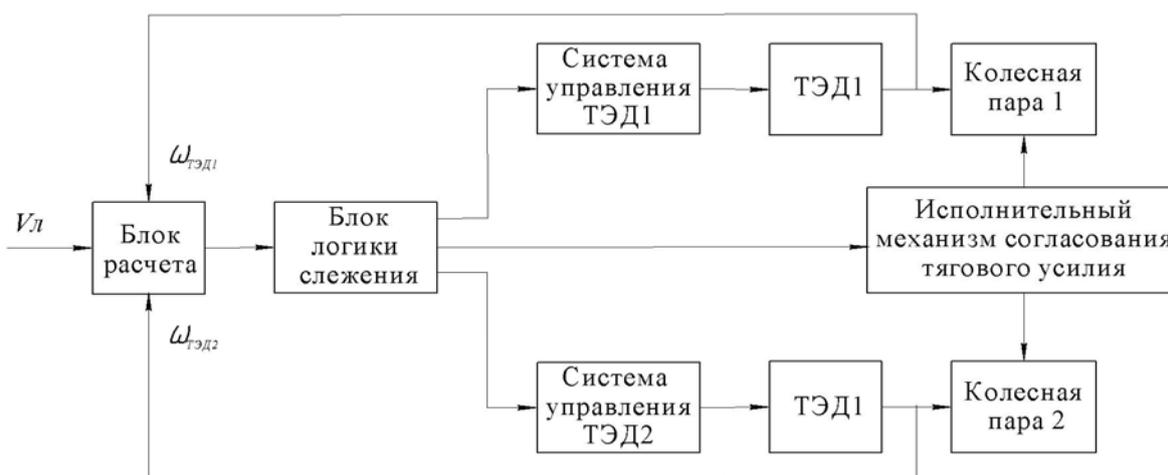


Рис. 4. Блок-схема системы согласования тягового усилия.

В данной схеме сигналы от датчиков угловой частоты вращения тяговых двигателей, расположенных на оси двигателей, и сигнал от радарного датчика скорости перемещения рамы относительно пути поступают в блок расчета, который определяет текущее значение относительного скольжения колесной пары. Затем найденное значение относительного скольжения колес, кинематически связанных с тяговым двигателем, передается на блок логики слежения, который выработывает управляющий сигнал для систем управления тяговыми двигателями и на исполни-

тельный механизм согласования тягового усилия. Принцип работы механизма согласования тягового усилия подробно описан автором в более ранних публикациях [14, 15].

Принцип действия механизма согласования тягового усилия заключается в том, чтобы заставить буксующую колесную пару, у которой мгновенный коэффициент сцепления ψ имеет более низкое значение, вращаться с такой же угловой скоростью что и колесная пара с лучшими условиями сцепления и более высоким коэффициентом сцепления. Таким образом, подверженная буксованию колесная пара, может реализовывать тяговое усилие пусть и более низкое. Но при этом локомотив в целом будет иметь суммарную силу тяги выше, нежели аналогичный локомотив без системы согласования тягового усилия и находящийся в тех же условиях сцепления.

В действительности, каждая колесная пара имеет определённую величину упругого скольжения на рельсе. Поэтому кривые сил сцепления первой и второй колесной пары не совпадают между собой, а оказываются сдвинутыми на случайную величину упругого скольжения ΔS (см. рис. 5). Неодинаковые условия фрикционного взаимодействия колеса локомотива и рельса является дополнительной причиной возбуждения и развития крутильных колебаний в звеньях привода, а также вызывает нежелательное скручивание оси колесной пары. Предотвращение буксования позволит не только увеличить суммарную силу сцепления локомотива, но и снизить динамическое воздействие на звенья привода (крутильные колебания оси колесной пары, продольную динамику локомотива).

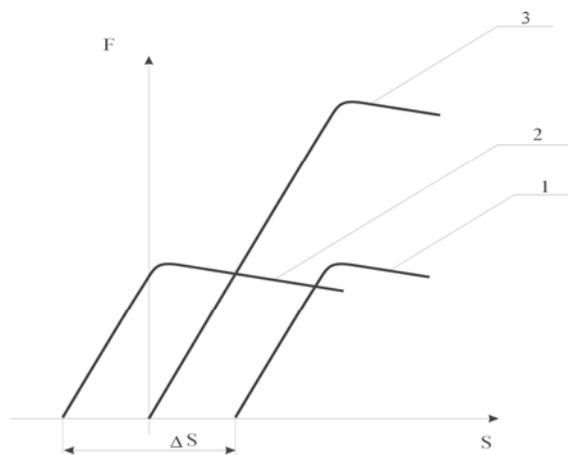


Рис. 5. Условные графики изменения сил сцепления:

- 1, 2 – силы сцепления, соответственно, первой и второй колесной пары;
- 3 – суммарная сила сцепления локомотива.

колесными парами на участках пути сложного профиля, а также увеличить суммарную силу тяги колесных пар с рельсовым полотном за счет снижения проскальзывания колес.

Применение механизма согласования тягового усилия обеспечивает перераспределение нагрузки между приводными колесными парами, близкое к условиям эксплуатации, и соответственно позволяет увеличить суммарную силу тяги колесных пар с рельсовым полотном, уменьшить длительность нестационарных режимов движения при рабочем цикле шахтного локомотива. Система регулирования тягового усилия позволяет, благодаря реализации управляемого режима вращения колесных пар за счет изменения степени свободы привода, обеспечить наиболее возможную для конкретных условий загрязнения рельсового пути силу тяги.

Вывод. Установка системы регулирования и применение механизма согласования тягового усилия между приводными колесными парами позволит при конкретных параметрах шахтного локомотива улучшить его тяговые характеристики и обеспечить более точное перераспределение рабочей нагрузки между приводными колесными парами.

Список литературы

1. Павленко А.П. Динамика тяговых приводов магистральных локомотивов [Текст] / А.П. Павленко. – М.: Машиностроение, 1991. – 192. с.
2. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган; под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
3. Лужнов, Ю.М. Модель фрикционного контакта колеса с рельсом и возможности управления его свойствами [Текст] / Ю.М. Лужнов, В.А. Попов, Г.М. Седов // Вестник ВНИИЖТ. – 2009. – № 1. – С. 30-32.
4. Мишин Н. М. Внешнее трение твердых тел [Текст] / Н. М. Михин. – М.: Наука, 1977. – 219 с.

5. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон ; пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 510 с
6. Ишлинский А. Ю. О проскальзывании в области контакта при трении качения / А. Ю. Ишлинский // Изв. АН СССР. ОТН. – 1956. – № 6. – С. 3 – 15
7. Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган; под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
8. Зиборов, К.А. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива при кинематических и силовых несовершенствах [Текст] / К.А. Зиборов, Сердюк А.А., Дерюгин О.В. Вибрации в технике и технологиях –2000. №4 (16), с.60-63
9. Процив, В. В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения [Текст] / В. В. Процив, А. Г. Моня // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2003. – № 2. – С. 95 – 97.
10. Ренгевич, А. А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов / А. А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Госгортехиздат, 1961. – Вып. 5. – С. 227 – 246.
11. Вербек Г. Современное представление о сцеплении и его использовании / Г. Вербек // Железные дороги мира. – М., 1974. – № 4. – С. 23 – 53.
12. Хлебников В. Н. Исследование фрикционного взаимодействия колес с рельсами / В. Н. Хлебников // Рефер. сб. «Железнодорожный транспорт за рубежом» / ЦНИИ ТЭИ МПС. – 1976. – № 3. – С. 3 – 23.
13. Лужнов Ю. М. Загрязнение поверхностей рельсов и колес подвижного состава / Ю. М. Лужнов, Н. В. Русакова, Р. Г. Черепашенец // Вестник ВНИИЖТ. – 1972. – № 4. – С. 38 – 40.
14. Шахтный локомотив [Текст]: патент № 57695 Украина: В61F 5/38. / К. А. Зиборов, В.В. Процив, А.М. Твердохлеб (Украина); заявитель и патентообладатель государственное ВУЗ «Национальный горный университет»; опубл. 10.03.2011, бюл. № 5
15. Зиборов К.А. Принципы построения системы согласования тягового усилия приводных колесных пар шахтного локомотива / К.А. Зиборов, А.М. Твердохлеб, С.А. Воскобойник // “Гірничя електромеханіка та автоматика” №88, 2012, с.115 – 120.
- 16.