

# АЛГОРИТМ РЕАЛИЗАЦИИ МАКСИМАЛЬНЫХ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ ВЫХОДНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ СЕКЦИОННОГО ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА

Доцент Зиборов К.А., студент Черных Р.А.

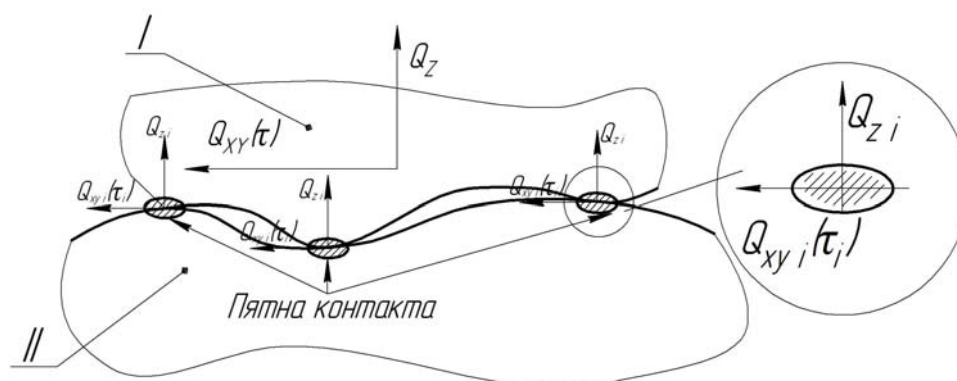
Государственный ВУЗ «Национальный горный университет»

В настоящее время локомотивный парк угольных и рудных шахт оснащен мощными экипажами, способными перемещать составы повышенного веса. Вместе с тем, существует проблема рационального использования этих мощностей. Ее решение состоит в том, чтобы вместе с увеличением мощности и количества осей локомотива, основанных на стремлении к росту массы состава, вести поиск наиболее эффективного использования локомотивов, продления сроков службы конструкции в целом и отдельных его узлов. Такое решение отвечает политике энерго- и ресурсосбережения, проводимой государством в последние годы на предприятиях горно-металлургического комплекса [1].

Увеличение мощности и силы тяги локомотивов наталкивается на ограничение в виде предельной силы тяги по сцеплению, в результате чего вероятность возникновения буксования колесных пар резко возрастает. Ограничение силы тяги по сцеплению определяется максимально возможной (потенциальной) силой сцепления, которая в свою очередь зависит от многих факторов [2-4].

При каждом обороте колеса на опорной площадке его на рельсе возникают под действием внешних сил и внутренней энергии материала упругие и пластические деформации, вследствие чего элементы фрикционной пары колесо–рельс вступают в контакт по площадке конечных размеров.

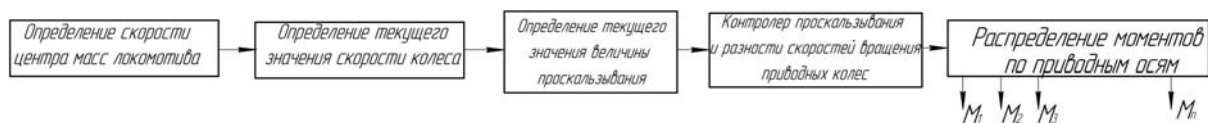
Учитывая наличие всегда имеющих неровностей микропрофиля контактирующих поверхностей, принято различать номинальную и фактическую площади. И именно на этой фактической площади контакта происходят силовые процессы взаимодействия фрикционной пары колесо – рельс. Поэтому в формировании касательной реакции  $Q_{xy}$  участвуют элементарные силы  $Q_{xyi}$ , действующие на каждой из  $i$ -точек фактического контакта (рис. 1), и при проведении аналитических исследований следует исходить из элементарной площадки поверхностей контактирующих тел.



Учитывая изложенный выше подход к решению задачи взаимодействия приводного колеса с рельсами, момент двигателя, приведенный к оси колесной пары с жесткой связью между колесами в функции абсолютной скорости  $V$  движения локомотива и относительной скорости  $V_{12}$  перемещения приграничных слоев материала фрикционной пары колесо–рельс, определится как  $M_{\text{дв.}} = \sum_{i=1}^N Q_{xyi} R$ . Значение величины  $Q_{xyi}$  для каждого колеса рассчитывается согласно [4].

Каждой точке характеристики сцепления соответствует свое энергетическое состояние процесса взаимодействия колеса с рельсом, и изменение силы сцепления сопровождается изменением этого состояния. При неизменной скорости движения локомотива  $V$  изменение касательной составляющей  $Q_{xy}$  происходит при приращении скорости перемещения приграничных слоев материалов фрикционной пары колесо–рельс  $V_{12}$ , что приводит к потерям энергии в зоне контакта и неустойчивому состоянию электромеханической системы.

Величину критической скорости можно определить, приравняв предельные значения силы тяги по сцеплению и мощности друг к другу. Максимально допустимая величина момента двигателя, при которой будет отсутствовать срыв сцепления, определится из выражения для  $M_{\text{дв.}}$  после подстановки значения относительной скорости  $V_{12} = V'_{12}$  [4]. Используя зависимость между крутящим моментом и угловой скоростью вращения электрического двигателя постоянного тока последовательного возбуждения, наиболее часто применяемого для привода шахтного локомотива, можно определить для данных условий сцепления значения напряжения сети  $U_c$  в функции скорости  $V$  движения локомотива и сформулировать требования к алгоритму управления тяговыми двигателями (рис.2).



#### Литература.

1. Біліченко М.Я. Транспорт на гірничих підприємствах // Біліченко М.Я., Півняк Г.Г., Ренгевич О.О. та ін. Підручник для вузів. – 3-є вид. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2005. – 636 с.
2. Волотковский С.А. Рудничная электровозная тяга / С.А. Волотковский. М.: Недра, 1981. – 389 с.
3. Костюкевич А.И. Экспериментальное исследование коэффициента трения при качении со скольжением / А.И. Костюкевич // Вісник СНУ ім. В. Даля – 2011 – №4(158) – Ч.1 – С. 14-19.
4. Зіборов К.А. Властивості фрикційної пари колесо–рейка, які впливають на процес передачі руху тертям / К.А. Зіборов, Г.К. Ванжа // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2011. – № 4(25). – С. 226-233.