УДК.625.322

Г.В.СОКОЛОВА, В.В.ДЕНЕГИН
Санкт-Петербургский государственный горный институт (*технический университет*)

ТЯГОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ РЫЧАЖНОГО ТИПА С РЕГУЛИРУЕМЫМ В ФУНКЦИИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ДАВЛЕНИЕМ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Рассматриваются вопросы стабилизации сцепления ведущих колес тяговых механизмов рычажного типа с рельсом. Системы стабилизации сцепления, применяемые в предложенных конструкциях тяговых устройств, обеспечивают постоянство передаточного отношения рычажной системы, т.е. независимость его от износа ведущих колес и тягового рельса. Таким образом обеспечивается постоянство коэффициента сцепления без использования дополнительных регулирующих приспособлений.

The paper deals with the problem of stabilization of traction wheels engagement with the traction rail in a lever-type mechanisms. The stabilization systems used in suggested designs of traction devices make available to obtain the constancy of the transfer ration of the lever system, which is independent of both drive wheels and traction rail wear. Thus, the constancy of the engagement coefficient is possible to obtain without usage of any additional regulating device.

Исследованиями установлено, что снятие ограничений по углу транспортирования для рельсового транспорта наиболее эффективно достигается применением тяговых механизмов с ведущими колесами, прижимаемыми к тяговому рельсу искусственно созданной силой, линейно зависящей от сопротивления поезда. В простейшем случае коэффициент пропорциональности между сопротивлением поезда и давлением ведущих колес может быть постоянным, не зависящим от условий сцепления, и выбран по условию реализации тяговой или тормозной силы при наихудшем сцеплении. Для создания необходимого давления ведущих колес выгоднее всего использовать взаимные уравновешенные в каждый момент времени силу тяги и сопротивление поезда. Давление ведущих колес в этом случае достаточно просто создается конструктивно без использования дополнительных источников энергии.

Системы стабилизации сцепления, применяемые в предложенных конструкциях тяговых механизмов, построены на механических рычажных и стержневых элементах. Кинематические схемы механизмов отличаются замкнутым силовым контуром, преобразующим направленное вдоль рельса сопротивление повозки в нормальное рельсу давление ведущих колес. Ведущие колеса установлены симметрично по обеим сторонам тягового рельса, при этом нормальные усилия ведущих колес и реакции тягового рельса взаимно уравновешены.

Тяговое устройство (рис.1) состоит из создающего движущее усилие тягового механизма и грузовой рамы. Перемещаемый груз располагается или непосредственно на грузовой раме, или в прицепных сосудах.

Ведущие колеса 1 тягового механизма посредством подшипников 2 установлены на поворотных рычагах 3 и взаимодействуют с тяговым рельсом 4. Поворотные рычаги 3 при помощи шарниров 5 соединены с короткими плечами 6 угловых рычагов 7. Вершины каждой пары угловых рычагов шарнирами 8 соединены с огибающим рельс хомутом 9. Концы длинных плеч 10 угловых рычагов 7 шарнирами 11 и тягами 12 связаны с грузовой рамой 13. В стаканах, закрепленных на рычагах 3, располагаются пружины 14 начального затяга, передающие усилия на длинные плечи 10 угловых рычагов. Угловые рычаги 7 являются чувстви-

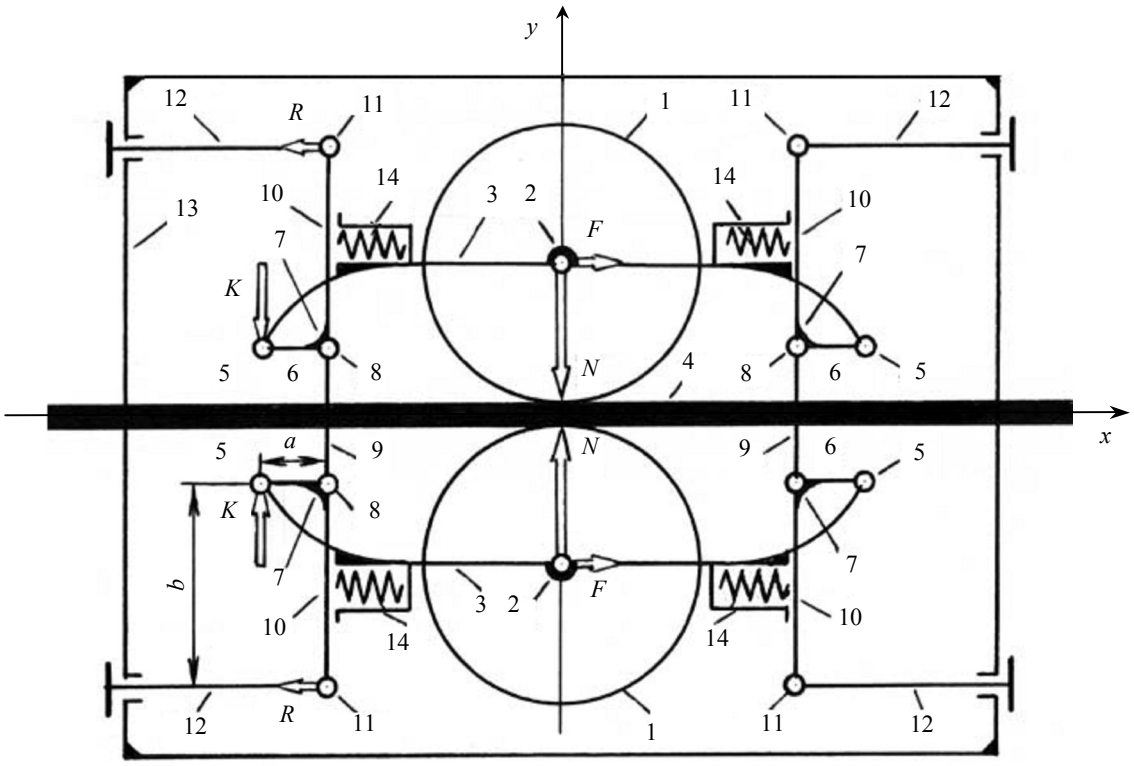

Рис.1. Кинематическая схема тягового механизма со стабильным передаточным отношением рычажной системы

тельными элементами, регулирующими силу прижатия ведущих колес тягового механизма к рельсу в зависимости от усилий, приложенных к длинным плечам 10.

При указанном на схеме направлении тягового или тормозного усилия F ведущих колес, уравновешивающего сопротивление грузовой рамы и тягового механизма, правые угловые рычаги ложатся на стаканы, образуя вместе с поворотными рычагами 3 единую систему, шарнирно связанную с хомутом. Конец длинного плеча каждого левого углового рычага оказывается нагруженным усилием, равным половине сопротивления W_1 грузовой рамы

$$R = 0{,}5W_1.$$

Усилие R, а также усилие пружин начального затяга трансформируется угловыми рычагами в перпендикулярное оси тягового рельса усилие K, которое при передаче на ведущие колеса увеличивается поворотным рычагом до величины

$$N = N_{\text{i}} + nR,$$

где N_{i} – приведенное к оси ведущего колеса усилие пружины начального затяга; n – передаточное отношение рычажной системы тягового механизма.

Суммарное давление на рельс ведущих колес с учетом приведенных выражений

$$\sum N = 2N_{\text{i}} + n\,W_1.$$

Достоинством тяговых механизмов, выполненных на основе описанной кинематической схемы, является стабильность передаточного отношения рычажной системы, которое не зависит от износа ведущих колес и тягового рельса. Это обеспечивает постоянство коэффициента сцепления, установленного ниже возможного в эксплуатации реализуемого коэффициента сцепления, без использования регулировочных приспособлений.

На рис.2 представлена кинематическая схема тягового устройства, чувствительные элементы которого выполнены в виде наклонных по отношению к рельсу стержней. По этой схеме концы поворотных рычагов 3 связаны с хомутами 5 стержней 6 при по-

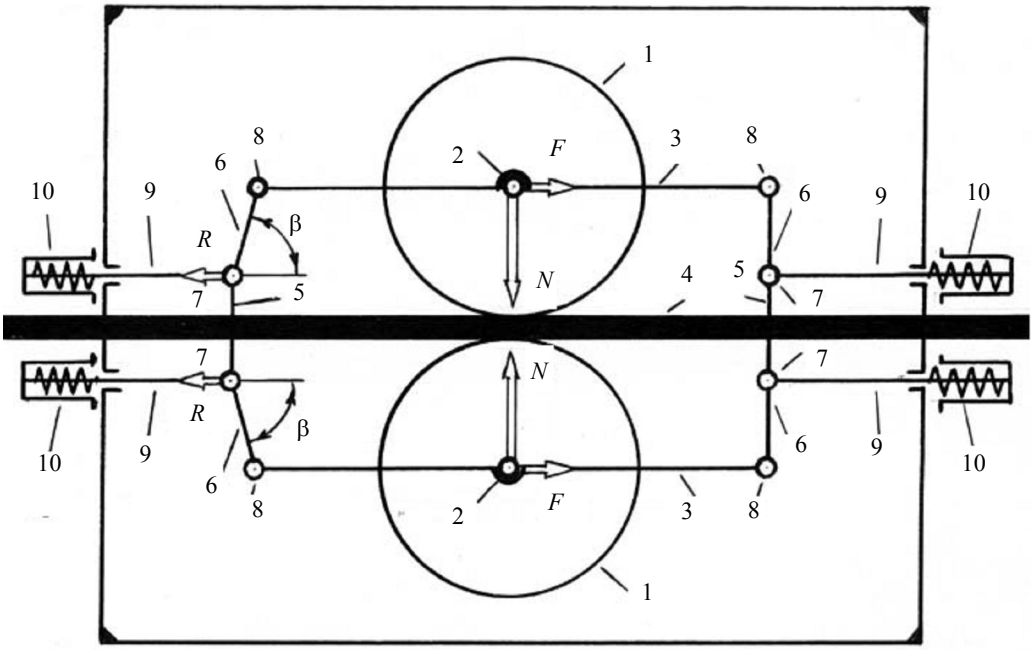

Рис.2. Кинематическая схема тягового механизма с нестабильным передаточным отношением рычажной системы

мощи шарниров 7 и 8. Тяги 9 соединяют тяговый механизм с грузовой рамой. В тяги 9 встроены пружинные приспособления начального затяга

При указанном направлении тягового или тормозного усилия F ведущих колес правые стержни 6 располагаются перпендикулярно, а левые устанавливаются под углом β к оси тягового рельса. Левые тяги в этом случае нагружены усилием R. Это усилие преобразуется стержнями 5 и поворотными рычагами 3 в нормальное рельсу усилие прижатия ведущих колес N.

Чувствительные элементы, выполненные в виде наклонных стержней, обусловливают нестабильность передаточного отношения рычажной системы, которая в этом случае зависит от угла β, который изменяется в процессе износа ходовых частей. Это следует считать недостатком в случае конструирования простейших тяговых устройств, настраиваемых на эксплуатацию по наихудшим условиям сцепления. Использование такой схемы возможно только при установке специальных регуляторов, встроенных в наклонные стержни с целью изменения их длины в соответствии с износом ходовых частей и стабилизации угла их наклона β и, соответственно, передаточного отношения рычажного механизма. Однако возможность регулирования передаточного отношения рычажного механизма тягового устройства, выполненного по кинематической схеме с наклонными рычагами, может быть использована при создании более совершенных тяговых механизмов, изменяющих передаточное отношение в соответствии с условиями сцепления ведущего колеса и рельса. Возможность такого применения исследуется в настоящей статье.

Основным параметром тягового механизма является передаточное отношение рычажной системы, т.е. соотношение между усилием, передаваемым на чувствительные элементы рычажной системы, и создаваемым при этом давлением ведущих колес. Простейшие тяговые механизмы имеют постоянное передаточное отношение, соответствующее реализации тягового усилия при наихудших условиях.

Сопротивление движению, сила сцепления ведущих колес и их давление на рельс рассматриваемых тяговых устройств – величины переменные, связанные между собой уравнениями

$$F = W_1 + W_2;$$

$$F \le \psi_0 \sum N;$$

$$\sum N = 2 N_H + n W_1.$$

Первое уравнение отражает характер распределения тягового усилия (силы сцепления) F ведущих колес. Здесь разделяются группы сил, уравновешенных силой сцепления ведущих колес – сопротивление W_1 и сопротивление W_2 тягового механизма. Сопротивления W_1 и W_2 включают инерционные составляющие сопротивлений при установившемся движении.

Второе уравнение является условием реализации тягового усилия в пределах полного сопротивления повозки в режиме работы, соответствующем зоне упругого скольжения ведущих колес. Полное сопротивление повозки должно быть меньше потенциальной силы сцепления, определяемой реализуемым в данных условиях коэффициентом сцепления ψ_0 и суммарным давлением $\sum N$ ведущих колес на рельс.

Третье уравнение отражает особенности регулирования давления ведущих колес на рельс механизма, имеющего передаточное отношение n рычажной системы, воспринимающего исходный сигнал в виде усилий, передаваемых на его чувствительные элементы и преобразующего его в требуемое давление ведущих колес на тяговый рельс.

Сопротивление движению W_1 и W_2 грузовой рамы тягового механизма включают как статические $W_{\text{ñ}1}$ и $W_{\text{ñ}2}$, так и динамические составляющие. Статическое сопротивление грузовой рамы определяется составляющей ее веса, направленной вдоль пути, и сопротивлением поддерживающих и направляющих опор

$$W_{\text{ñ}1} = m_1 g \left(\sin\alpha \pm K \cos\alpha\right),$$

где K – удельное сопротивление опор.

Статическое сопротивление тягового механизма определяется составляющей его веса, направленной вдоль пути, и сопротивлением в зоне контакта его ведущих колес с тяговым рельсом

$$W_{\text{ñ}2} = m_2 g \sin\alpha \pm K_1 \sum N,$$

где K_1 – удельное сопротивление ведущих колес.

Знаки «+» и «–» в приведенных выражениях соответствуют движению тягового устройства вверх и вниз по уклону.

Удельное сопротивление движению опор на подшипниках качения имеет величину порядка K = 0,001-0,003, поэтому даже для весьма малых для рассматриваемого типа тяговых устройств уклонов пути $\alpha = 15°$ второй член в выражении для статического сопротивления грузовой рамы, содержащий коэффициент K, составляет по отношению к первому менее 1 %. С учетом этого допустимо представить статическое сопротивление рамы в виде

$$W_{\text{ñ}1} = m_1 g \sin\alpha.$$

Второй член в выражении для статического сопротивления тягового механизма, определяющий сопротивление в зоне контакта ведущих колес тягового механизма с рельсом, имеет хотя и небольшую (K_1 = 0,001-0,003) по отношению к первому члену, но достаточно существенную величину, так как зависит от давления ведущих колес на рельс, значительно превышающую составляющую веса тягового механизма.