

А.Н. Коптовец

## СТРУКТУРНЫЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА

Розроблено основи теорії гальмівної колодки, які дозволяють обґрунтувати структуру і параметри динамічної моделі гальма рухомого складу шахтного рейкового транспорту і прийняті при цьому допущення, масштабні коефіцієнти моделювання режимів гальмування при експериментальних і аналітичних дослідженнях гальма, розміщення датчиків зусиль в натурному гальмівному стенді і при шляхових випробуваннях рухомого складу, структуру вимірнувального і оброблювального комплексу апаратури, план експерименту, результати експерименту і виконати їх інтерпретацію.

Разработаны основы теории тормозной колодки, которые позволяют обосновать структуру и параметры динамической модели тормоза подвижного состава шахтного рельсового транспорта и принятые при этом допущения, масштабные коэффициенты моделирования режимов торможения при экспериментальных и аналитических исследованиях тормоза, размещение датчиков усилий в натурном тормозном стенде и при путевых испытаниях подвижного состава, структуру измерительного и обрабатывающего комплекса аппаратуры, план эксперимента, результаты эксперимента и выполнить их интерпретацию.

Bases are developed theories of skid, which allow to ground a structure and parameters of dynamic model of brake of mobile composition of mine claotype transport and assumptions accepted here, scale factors of design of the modes of braking at experimental and analytical researches of brake, placing of sensors of efforts in a brake brassboard and at the ground tests of mobile composition, structure of measuring and processing complex of apparatus, plan of experiment, results of experiment and to execute their interpretation.

Если предметом исследования в тормозе принято процессы трения, то частной задачей является разработка динамической модели тормоза, как механической системы с трением. При этом для колодочно-колесного тормозного механизма может быть принято допущение [1], что контактная поверхность трения является плоской, а не криволинейной.

**Целью работы** является обоснование структуры и параметров расчетной схемы динамической модели тормоза, в том числе с плоской поверхностью контакта трения колодки и колеса, плана эксперимента, размещения датчиков усилий измерительного и обрабатывающего комплекса аппаратуры, обработки результатов эксперимента и его интерпретация для идентификации параметров математической модели тормоза.

В соответствии с расчетной схемой (рис. 1) на тормозной механизм от передачи действует приводное усилие  $K$ . В статике, когда колесо неподвижно, из уравнения моментов сил относительно оси подвески колодки  $O$

$$Ka = MNb,$$

получим тормозное нажатие

$$MN = K \frac{a}{b}.$$

При скольжении колеса относительно колодки в тангенциальном направлении к поверхности трения возникает сила кинетического трения, которая воздействует на рычаг подвески, усилие реакции  $MF$  складывается со статической силой нажатия  $MN$  и

создает динамическую результирующую силу  $MR$ . Точкой приложения этой силы к ободу колеса является т.  $M_1$ . Раскладывая силу  $M_1R_1 = MR$  в нормальном направлении к поверхности трения, получим действительную силу нажатия  $M_1n$  и в тангенциальном направлении силу трения  $M_1T$ .

По закону Амонтона

$$M_1T = M_1n \varphi_k,$$

где  $\varphi_k$  – коэффициент трения колодки о колесо тормоза.

При этом из  $\Delta M_1nR_1$

$$M_1T = M_1n \operatorname{tg} \varphi,$$

откуда  $\operatorname{tg} \varphi = \varphi_k$ .

Пусть ось вращения подвески переместилась с т.  $O$  в т.  $O_1$ , что происходит фактически в процессе износа колодки и  $MF_1 \perp MN_1$ . При этом

$$M_1n = M_1R_1 \cos \varphi,$$

$$M_1R_1 = MR = \frac{MN_1}{\cos \rho},$$

$$M_1T = MN_1 \varphi \frac{\cos \varphi}{\cos \rho}.$$

Из треугольника  $MM_1S$  следует, что:

$$\sin \angle SM_1M = \sin \varphi,$$

$$\frac{\sin \rho}{\sin \varphi} = \frac{r}{r+d},$$

$$\cos \rho = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi \left( \frac{r}{r+d} \right)^2}.$$

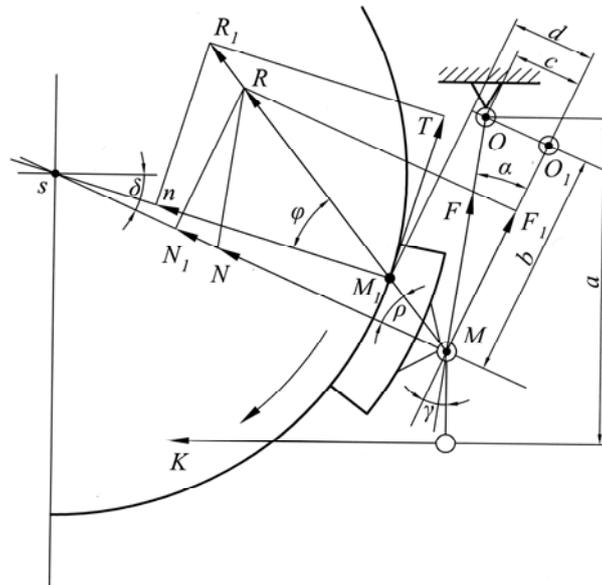


Рис. 1. Расчетная схема сложения сил в колодочно-колесном тормозном механизме:  $\delta$  – угол понижения колодки;  $\gamma$  – угол подвешивания колодки;  $\alpha$  – изменение угла наклона рычага подвески колодки в процессе ее износа

Умножив числитель и знаменатель последнего выражения на  $\frac{1}{\sin \varphi}$ , получим

$$\frac{\cos \varphi}{\cos \rho} = \frac{1}{\varphi \sqrt{\frac{1}{\sin^2 \varphi} - \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}}$$

При

$$\frac{1}{\sin^2 \varphi} = \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}{\operatorname{tg}^2 \varphi} = \frac{1 + \varphi_k^2}{\varphi_k^2};$$

$$\frac{\cos \varphi}{\cos \rho} = \frac{1}{\varphi \sqrt{\frac{1 + \varphi_k^2}{\varphi_k^2} - \left(\frac{r}{r+d}\right)^2}}$$

Из подобия треугольников  $MO_1O$  и  $MP_1P$  получим

$$P_1P = N_1N = MP_1 \frac{c}{b},$$

откуда

$$MN = MN_1 \mp MF_1 \frac{c}{b}.$$

Сумма моментов сил, действующих на колодку, относительно центра колеса  $S$

$$MF_1(r+d) = M_1T r,$$

где  $r$  – радиус колеса.

Отсюда

$$MF_1 = M_1T \frac{r}{r+d} = MN_1 \varphi_k \frac{\cos \varphi}{\cos \rho} \frac{r}{r+d}.$$

Следовательно,

$$MN = MN_1 \mp MN_1 \varphi_k \frac{\cos \varphi}{\cos \rho} \frac{c}{b} \frac{r}{r+d} =$$

$$= MN_1 \left(1 \mp \varphi_k \frac{\cos \varphi}{\cos \rho} \frac{c}{b} \frac{r}{r+d}\right).$$

Откуда сила трения тормоза

$$M_1T = \frac{MN \varphi_k \frac{\cos \varphi}{\cos \rho}}{1 \mp \varphi_k \frac{\cos \varphi}{\cos \rho} \frac{c}{b} \frac{r}{r+d}} = \frac{K \frac{a}{b} \varphi_k \frac{\cos \varphi}{\cos \rho}}{1 \mp \frac{\cos \varphi}{\cos \rho} \frac{c}{b} \frac{r}{r+d}},$$

где знак минус, когда колодка расположена перед колесом, а  $T, O$  в направлении движения колеса (рис. 1), при изменении одного из этих условий знак меняется на плюс.

Треугольник  $MM_1S$  определяется величинами коэффициента трения  $\varphi_k$  радиуса колеса  $r$  и толщины колодки  $d$ , то есть

$$MS = r + d,$$

$$M_1S = r,$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \varphi_k.$$

При увеличении  $r$  значение  $\rho$  приближается к  $\varphi$ , а

$$\frac{\cos \varphi}{\cos \rho} \text{ и } \frac{r}{r+d} \text{ к } 1.$$

Расчетная схема сил в тормозном механизме при плоском контакте не меняется (рис. 2). Аналитическое решение для силы трения (рис. 1) может быть получено как частный случай  $M_1T$  (см. рис. 2) при

$$\frac{r}{r+d} \rightarrow 1.$$

При этом для локомотивов  $\frac{d}{r}$  не превышает 0,3,

$\varphi \approx 0,45$ ,  $\frac{\cos \varphi}{\cos \rho}$  приближается к 1,  $\frac{c}{b} \approx 0,3$ , силе трения тормоза

$$M_1T = \frac{K \frac{a}{b} \varphi_k}{1 \mp \varphi_k \frac{c}{b} \frac{r}{r+d}},$$

а при  $c = 0$   $M_1T \approx K \frac{a}{b} \varphi_k$ .

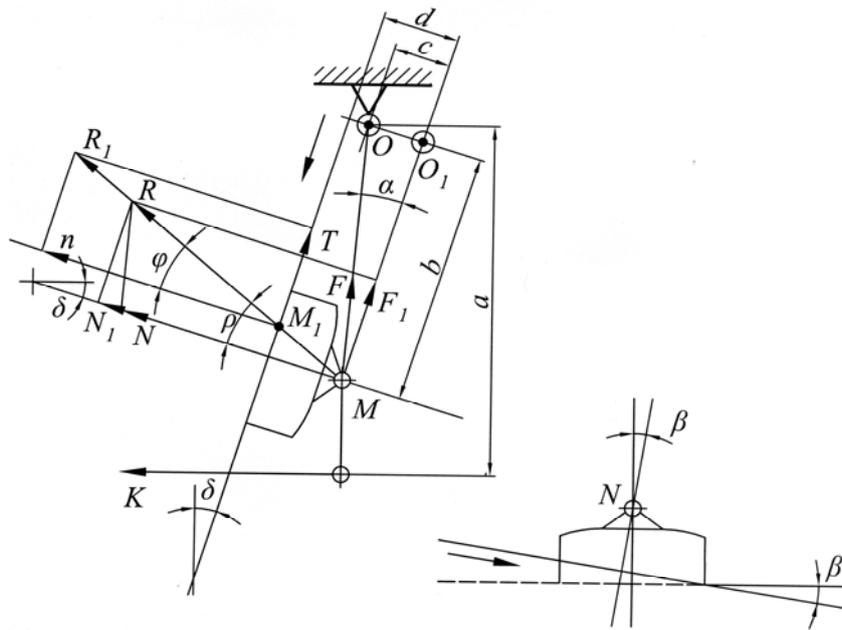


Рис. 2. Расчетная схема сложения сил в тормозном механизме с плоским контактом:  $\beta$  – угол изменения тормозного нажатия при одностороннем износе

**Выводы.** Колодку необходимо располагать ниже горизонтальной оси колеса в направлении вращения его (вперед колеса). При этом углы понижения и подвешивания колодки должны быть равны, т.е.  $c = 0$ ,  $\alpha = 0$ ,  $\gamma = \delta$ , длина рычага подвешивания максимальной.

Точка приложения равнодействующей сил тормозного нажатия и трения  $M_1$  должна находиться выше средней линии колодки на удалении не более половины длины колодки. Длина колодки определяется из этого условия. Заклинивание и односторонний износ колодки увеличиваются при повышении точки приложения силы прижатия колодки к колесу. При увеличении коэффициента трения и толщины колодки т.  $M_1$  удаляется от средней линии колодки.

Плоский контакт поверхностей трения в тормозном механизме при выполнении условий исходя из теории тормозной колодки не изменяет структуру и параметры динамической модели тормоза.

#### Список литературы

1. Бобылев А.А., Коптовец А.Н. Математическая модель процесса торможения с учетом взаимодействия нормальных и тангенциальных фрикционных колебаний в тормозных механизмах // Методы розв'язання прикладних задач механіки деформованого твердого тіла. – Д.: Наука і освіта, 2007. – Вип. 8. – С. 10-24.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.І. Самусею 01.02.10