

УДК 629.113-592.001

**И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф., В. А. Ким, д-р техн. наук, проф., О. В. Билык, канд. техн. наук, доц., А. С. Мельников, канд. техн. наук, доц.**

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ И БЫСТРОДЕЙСТВИЯ БАРАБАННОГО ТОРМОЗА

В работе на основе теоретического анализа условия равновесия колодки барабанного тормоза, находящегося под действием трех непараллельных сил, получена формула для определения координат точки пересечения трех непараллельных сил (необходимое условие равновесия колодок), действующих на колодку. Наличие координат точек пересечения трех непараллельных сил, действующих на колодку и зависящих от геометрических параметров тормоза, коэффициентов трения в точках контакта колодок с разжимными устройствами и опорами колодок, позволяет выбрать параметры тормоза, обеспечивающие его эффективность и быстродействие.

С точки зрения статического расчета тормоза можно классифицировать как статически определяемые и статически неопределимые. Примером статически неопределимого тормоза может служить барабанный тормоз с фиксированными осями вращения колодок, размещенных на суппорте тормозного механизма. Статический расчет таких тормозов предполагает знание законов распределения нормальных реакций по длине фрикционных накладок колодок тормоза. Поэтому современные методы расчета барабанных тормозов базируются на различных гипотезах о распределении реакций по длине его фрикционных накладок [1]. Эти гипотезы подтверждены экспериментально проф. Г. И. Мамити. Конструкции барабанных тормозных механизмов разнообразны, однако нельзя достоверно утверждать, что они подчиняются строго определенной закономерности. Вообще говоря, преимущества использования шарнирно закрепленных опор колодок до сих пор не имеют ни практического, ни теоретического обоснования. В то же время известны статически определяемые тормозные механизмы, имеющие ряд неоспоримых преимуществ по сравнению с подобными тормозами. Так, например, статически определяемыми являются тормозные механизмы с плавающими опорами колодок (рис. 1).

Для таких механизмов, используя уравнения статики, можно ориентировочно определить:

- 1) величину равнодействующей реакции барабана;
- 2) угол приложения равнодействующей реакции на барабане;
- 3) направление реакции опоры.

То есть из трех уравнений равновесия и закона трения Кулона задача силового исследования легко решается.

Представленные на рис. 1 реакции связей относятся к тормозному барабану. Эти же реакции действуют на колодку, и при рассмотрении равновесия колодки они имеют противоположные направления. Если рассмотреть условия статического равновесия колодок тормоза, то можно заметить, что каждая из колодок находится под действием трех непараллельных сил. Причем для соблюдения условия равновесия по теореме о трех непараллельных силах они должны пересекаться в одной точке. Это условие является необходимым, но не достаточным. Достаточное условие – это равенство нулю главного вектора всех сил, приложенных к колодке.

Заданными силами являются разжимные силы  $Q_1$ ,  $Q_2$ , которые для гидропривода можно определить из условия

$$Q_1 = Q_2 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p, \quad (1)$$

где  $d$  – диаметр гидроцилиндра;  $p$  – давление в гидроприводе.

Силы, действующие на поверхности сопряжения наладка–барабан, могут быть приведены к одной равнодействующей. Причем равнодействующая всех сил наклонена к нормали под углом  $\varphi_1$ . Величина этого угла зависит от коэффициента трения между барабаном и накладкой и может быть определена по формуле

$$\varphi = \operatorname{arctg} \mu, \quad (2)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения.

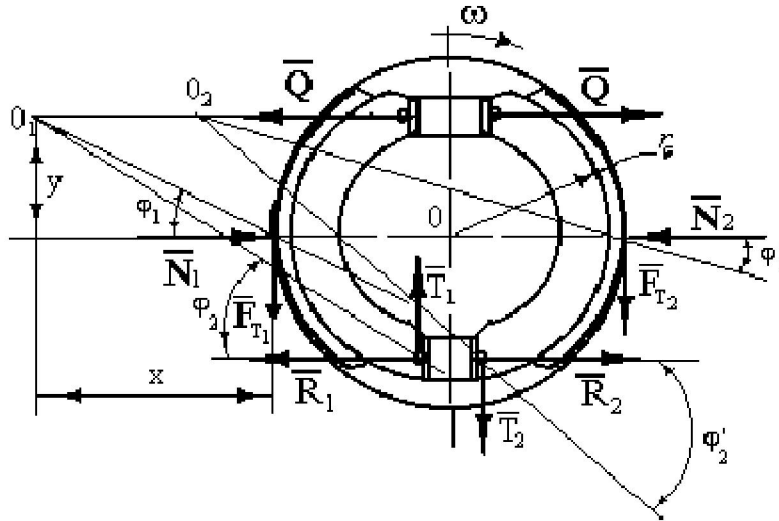


Рис. 1. Схема сил, действующих на колодки барабанного тормоза с плавающими опорами колодок

Неизвестные реакции связей  $N, R$  определяются из уравнений равновесия колодки барабанного тормоза.

Координаты точки пересечения линий действия сил можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} y &= \frac{r(1 - \operatorname{tg}\varphi_2)}{\operatorname{tg}\varphi_2 \operatorname{tg}\varphi_1 - 1}; \\ x &= \frac{r(1 - \operatorname{tg}\varphi_2)}{\operatorname{tg}\varphi_2 \operatorname{tg}\varphi_1 - 1} \operatorname{tg}\varphi_1. \end{aligned} \quad (3)$$

Несоблюдение условий (3) ведет к неустойчивому равновесному состоянию колодки и, как следствие, к возникновению вынужденных или автоколебаний колодок в режиме торможения колеса с переменными характеристиками коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью.

На рис. 2 представлен график изменения координаты «у» точки пересечения линий действия сил в зависимости от коэффициента трения.

Из рисунка видно, что точка приложения результирующей сил, действующей на поверхности фрикционного элемента, при увеличении коэффициента трения смещается в сторону верхней опоры колодки.

Необходимо отметить, что колодка (см. рис. 1), кроме вращательного движения, может совершать поступательное перемещение, которое не увеличивает скорости точек поверхности накладок при действии разжимающего усилия.

Рассмотрим один из вариантов конструктивного изменения тормоза с плавающей опорой колодок, при котором можно добиться повышения его эффективности и увеличения скорости поступательного движения точек колодки к поверхности тормозного барабана. Это можно осуществить за счет изменения конструкции опор тормозных колодок (рис. 3).

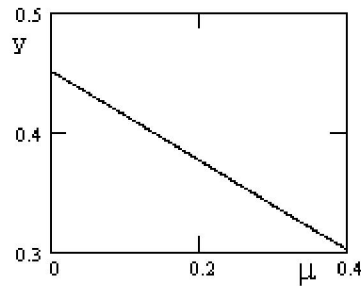


Рис. 2. Изменения координаты «у» точки пересечения линий действия сил, действующих на колодку барабанного тормоза в зависимости от коэффициента трения между колодкой и барабаном

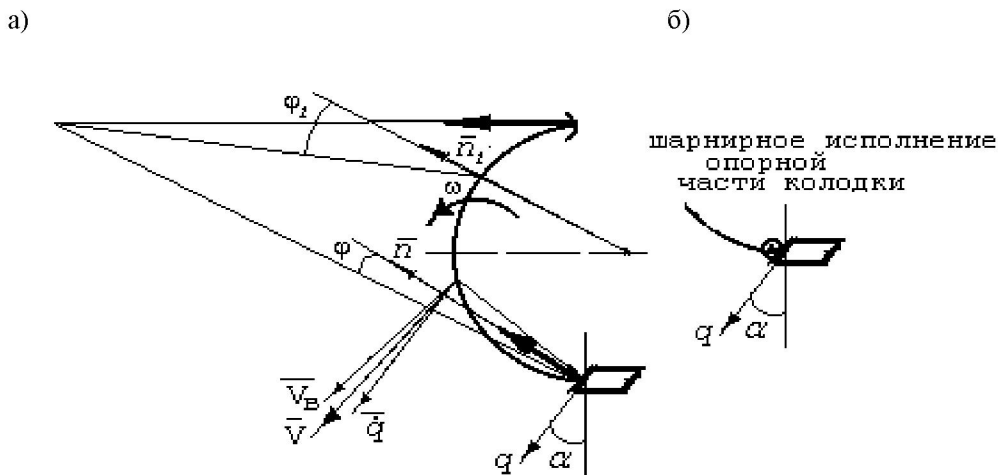


Рис. 3. Схема сил, действующих на колодку барабанного тормоза с наклонной опорой колодки

Впервые такая конструкция опоры плавающей колодки была предложена проф. Г. И. Мамити. При условии, что опора плавающей колодки имеет угол наклона по отношению к вертикальной оси симметрии барабана, время срабатывания тормоза может быть сокращено. Иначе говоря, если синхронизация тормозных моментов на осях магистрального АТС не возможна с помощью распределительных устройств, то проблема может быть решена путем конструктивного изменения самого тормозного механизма.

Недостатком схемы, представленной на рис. 3, а является то, что при значительных коэффициентах трения в опоре колодки скорость переносного движения колодки может быть равна нулю. Тогда время срабатывания тормо-

за практически остается неизменным.

Таким образом, условие перемещения опоры колодки можно записать в виде

$$\sum F_q > 0, \quad (4)$$

где  $\sum F_q$  – суммарная сила трения, действующая на поверхности опоры колодки.

Если сумма проекций всех сил на направление координаты  $q$  больше нуля и скорость переносного движения  $\dot{q}$  отлична от нуля, то время срабатывания тормоза сокращается. Поэтому для синхронизации тормозных моментов может быть использована наклонная опора колодок барабанного тормоза.

Для того чтобы увеличить скорость перемещения накладки к поверх-

ности барабана, необходимо максимально уменьшить трение в опоре колодки. Для уменьшения трения можно предложить вариант установки в опоре опорного ролика (рис. 3, б).

Итак, с помощью конструктивных изменений можно достичь увеличения скорости перемещения точек поверхности накладок, тем самым сократить время срабатывания тормозного механизма, необходимого для синхронизации тормозных моментов на осях магистрального АТС при его торможении.

Кроме известных конструктивных вариантов опор колодок, для увеличения скорости перемещения точек поверхности накладки предлагается конструкция колодки барабанного тормоза, в котором фрикционная оболочка разобщена с колодкой. Причем фрикционная оболочка имеет возможность радиального перемещения, что позволяет повысить сервоусиление, тем самым обеспечить значительный тормозной момент. Сокращение времени срабатывания обеспечивается созданием дополнительной степени свободы перемеще-

ния фрикционной оболочки, что позволяет существенно повысить скорость перемещения точек поверхности фрикционного элемента при одной и той же угловой скорости вращения колодки. На рис. 4 представлен макетный образец барабанного тормоза, реализующего поступательное перемещение колодки к поверхности барабана при действии разжимного усилия.

Особенностью скоростного магистрального АТС является то, что масса прицепа (полуприцепа) существенно превышает массу тягача, вследствие чего тормозные механизмы прицепа (тормоза полуприцепа) нагружены больше, чем тормоза тягача. Поэтому износ их тормозных накладок происходит более интенсивно, что также служит причиной увеличения времени срабатывания тормозных механизмов прицепа (полуприцепа). Следовательно, конструктивные меры, направленные на сокращение времени срабатывания барабанного тормоза, требуют дополнительных исследований.

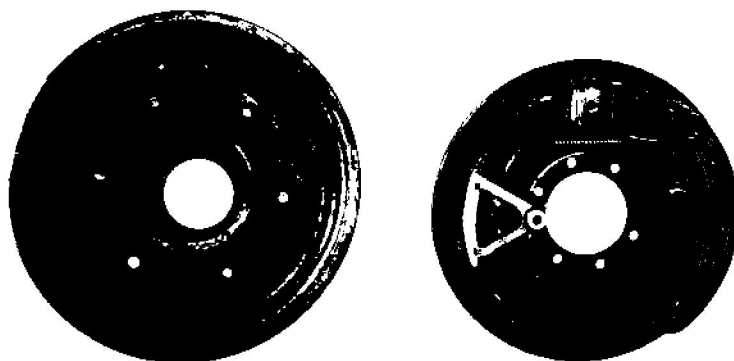


Рис. 4. Макетный образец колодки, обеспечивающий равномерное облегание фрикционной оболочки колодки барабанного тормоза к поверхности барабана

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мамити, Г. И. Функциональный и прочностной расчет тормозов мотоцикла / Г. И.

Мамити, М. С. Льянов // Под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. Г. И. Мамити. – Владикавказ : Рухс, 2002.

Белорусско-Российский университет  
Материал поступил 20.04.2011

**I. S. Sazonov, V. A. Kim,  
O. V. Bilik, A. S. Melnikov**  
**The theoretical method of analyzing  
the efficiency and operation speed  
of the drum brake**

Based on the theoretical analysis of balance condition of the block of the drum brake, which is under the influence of three non-parallel forces, the formula is obtained for determining coordinates of the intersection point of three non-parallel forces (the necessary condition of brake blocks balance) acting upon the brake block. The availability of the coordinates of intersection points of three non-parallel forces acting upon brake blocks and depending on brake geometrical parameters and of the friction coefficients in the points of contact of brake blocks with release devices and brake blocks supports allows choosing brake parameters which increase its efficiency and speed.