

## МАШИНОСТРОЕНИЕ И ТРАНСПОРТ

УДК 62 – 59

Ю. Н. Баранов, Н.Е. Сакович, В.И. Самусенко, А.Н. Никитин

### ПОВЫШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Рассмотрено тормозное устройство, в котором высокие тормозные качества достигаются применением набора подвижных и неподвижных дисков, взаимодействующих между собой при торможении. Приведены результаты экспериментальных исследований, подтверждающие работоспособность предложенного тормозного устройства.

Ключевые слова: безопасность движения, тормозное устройство, подвижный диск, неподвижный диск, регулятор зазоров, фрикционный элемент.

В настоящее время для увеличения объема перевозок, расширения номенклатуры перевозимых грузов требуется увеличение производительности автотранспортных средств. Существенным резервом повышения эффективности перевозки грузов является применение автопоездов большой грузоподъемности, в том числе многосвязных. Однако увеличение массы и мощности грузовых автомобилей, все более высокие требования, предъявляемые к тормозным системам изготовителями и пользователями транспорта, а также все более жесткие условия соответствующих стандартов создают сложную проблему обеспечения безопасности дорожного движения, которую трудно решить при помощи колодочных тормозов.

Фирмой «Minmex Don» в 1988 году была проведена Международная конференция по проблемам совершенствования тормозных систем грузовых автомобилей, в которой приняли участие 14 стран мира. Рассматривались вопросы дальнейшего развития фрикционных материалов, конструкции и работа дисковых тормозных механизмов. Отмечалось, что несмотря на ряд проблем, стоящих перед создателями дисковых тормозных механизмов (высокая энергонагруженность), их применение предпочтительнее вследствие таких преимуществ, как стабильность характеристик эффективности торможения при изменении температуры, начальной скорости торможения, что оно способствует повышению устойчивости и управляемости при экстренном торможении [1].

Авторы предлагают разработанную и запатентованную конструкцию дискового тормоза для автотранспортных средств большой грузоподъемности (рис. 1) [2].

Тормозное устройство состоит из корпуса 7, блока цилиндров 9, набора подвижных дисков 13 и неподвижного диска 14. На цилиндрической поверхности корпуса выполнены пазы 15, в которые входят шлицы неподвижного (14) и прижимного (12) дисков. На корпусе 7 имеются шлицы для установки блока цилиндров 9. На цилиндрической части корпуса тормоза и блока цилиндров сделаны проточка и кольцевая канавка для стопорных полуколец 8, закрытых крышкой 5. Блок цилиндров 9 представляет собой фасонный диск с 16 резьбовыми гнездами, в которые ввернуты гильзы. В восьми из них размещены поршни 2, в восьми других – регуляторы зазоров 10. Полости цилиндров соединены между собой кольцевым каналом 4. Шлицевыми выступами подвижные диски входят в пазы 15 тормозного барабана.

При вращении колеса подвижные диски вращаются совместно с тормозным барабаном и колесом. При этом они имеют возможность перемещаться в осевом направлении по пазам тормозного барабана. На поверхности подвижных и неподвижных дисков наклепаны накладки из фрикционного материала. Поверхности фрикционных накладок образуют между собой фрикционные пары трения.

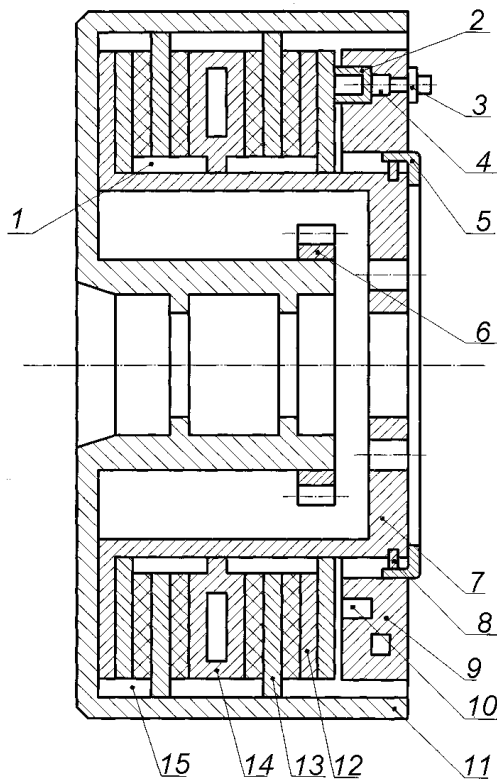


Рис. 1. Тормозное устройство

Здесь  $z$  – число пар трения,  $z = 4$ ;  $\mu$  – коэффициент трения,  $\mu=0,45$ ;  $R_{cp}$  – радиус действия сил трения, эквивалентного действию всех элементарных сил трения на площади контакта,  $R_{cp}=(R_n+R_b)/2$ , где  $R_n$ ,  $R_b$  – наружный и внутренний радиусы диска, м (рис. 2);  $P$  – осевое усилие, Н.

Для более точного определения среднего радиуса используем формулу

$$R_{cp} = R_{cp} \delta_{\phi},$$

где  $\delta_{\phi}$  – коэффициент формы фрикционного элемента.

В предлагаемом тормозе можно использовать фрикционные элементы в виде кольцевого сектора, круга или овала (рис. 3). Для расчетов возьмем фрикционный элемент в виде кольцевого сектора.

Для накладки в виде кольцевого сектора коэффициент  $\delta_{\phi}$  зависит от соотношения радиусов

$$a = \frac{R_b}{R_n} < 1.$$

Для расчетов примем  $R_n = 0,21$  м,  $R_b = 0,16$  м,  $R_n - R_b < 0,6$ .

Отсюда  $a = 0,16/0,21 = 0,79$ . Тогда  $\delta_{\phi} = 1,021$ .

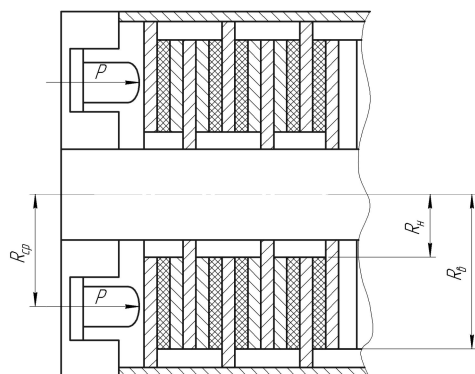


Рис. 2. Схема сил P и параметров тормозного механизма

Осевое усилие  $P$  в предлагаемом тормозе создается усилием восьми цилиндров. Для пневматического привода

Тормозной механизм работает следующим образом. При подаче давления рабочее тело через штуцер 3 подается в кольцевой канал 4 к поршням 2, которые начинают двигаться, перемещая прижимной диск 12 в осевом направлении. При этом пакет дисков сжимается, на фрикционных поверхностях возникают силы трения и, следовательно, тормозной момент, пропорциональный давлению в приводе тормозной системы.

Зубчатый венец 6, установленный на тормозном барабане, предназначен для зацепления с шестерней датчика антиблокировочной системы (АБС), разработанного для данного тормоза.

Охлаждение тормоза осуществляется набегающим потоком воздуха через технологические отверстия в тормозном барабане.

Методика расчета тормозного механизма предполагает определение тормозного момента, развиваемого тормозом, и проверку его соответствия тормозному моменту, развиваемому автотранспортным средством при максимальном замедлении.

Тормозной момент дискового тормоза:

$$M_T = z\mu R_{cp} P.$$

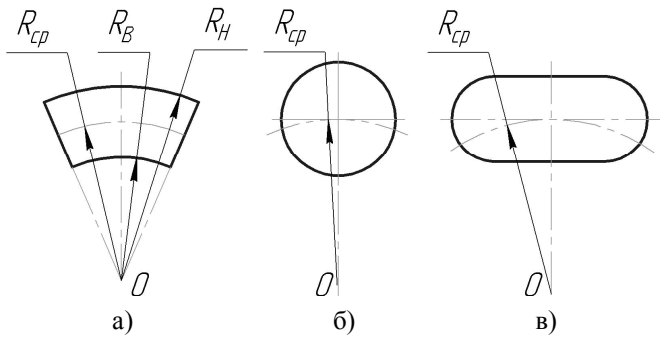


Рис. 3. Формы фрикционных элементов: а – кольцевой сектор; б – круг; в – овал

Тормозной момент, развиваемый автотранспортным средством при экстренном торможении:

$$M_1 = (G_z \varphi R_k) / 2,$$

где  $G_z$  – масса автотранспортного средства, приходящаяся на переднюю ось при торможении,

$$G_z = G_1 + \frac{G_a h_o}{L_a} \frac{J}{g}, \quad (1)$$

Здесь  $\varphi$  – коэффициент сцепления шины с дорогой,  $\varphi = 0,8$ ;  $R_k$  – радиус колеса автотранспортного средства,  $R_k = 0,477$  м;  $G_1$  – масса автотранспортного средства, приходящаяся на переднюю ось,  $G_1 = 2538$  кг;  $G_a$  – полная масса автотранспортного средства,  $G_a = 7825$  кг;  $h_o$  – высота центра тяжести автотранспортного средства,  $h_o = 0,9$  м;  $L_a$  – база автотранспортного средства,  $L_a = 3,6$  м;  $J$  – максимальное замедление при торможении,  $J = 7,0$  м/с<sup>2</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Подставив в формулу (1) выбранные ранее значения величин, получим

$$G_z = 2538 + 7825 \cdot 0,9 \cdot 7,0 / 3,6 \cdot 9,81 = 3934 \text{ кг.}$$

Отсюда

$$M_1 = (3934 \cdot 0,8 \cdot 0,477) / 2 = 7506 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Развиваемый тормозным механизмом тормозной момент 9420,07 Н·м обеспечивает торможение транспортного средства с замедлением 7 м/с<sup>2</sup> при давлении в приводе тормозного механизма 0,9 МПа:  $M_T > M_1$ .

Расчет тормозного момента для фрикционных элементов круговой и овальной формы принципиального отличия не имеет.

В качестве расчетных использовали данные автобуса ПАЗ – 3205.

Разработанное тормозное устройство прошло диагностирование в ООО «Евроцентр» на стенде технического диагностирования тормозов марки СТС10У.11.00.00.000РЭ. Результаты диагностирования приведены в таблице.

Таблица

Результаты диагностирования тормозного устройства

Показатели	Требования ГОСТ Р 51709-2001	Полученные результаты
Удельная тормозная сила $\gamma_T$ , не менее	0,46	0,52
Относительная разность тормозных сил колес оси, %	20	12
Усилие на органе управления $P_{II}$ , Н	686	610

$$P = 0,25 p \pi \sum_{i=1}^n d_{ци}^2,$$

где  $p$  – давление в пневмосистеме,  $p = 0,9$  МПа;  $d_{ци}$  – диаметр цилиндра,  $d_{ци} = 0,07$  м.

Отсюда

$$P = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 8 \cdot 0,07^2 = 27689,8 \text{ Н.}$$

Тогда

$$R_{cp} = [(R_H + R_B) / 2] \delta_\phi = [(0,21 + 0,16) / 2] \cdot 1,021 = 0,189 \text{ м.}$$

Отсюда тормозной момент равен

$$M_T = z \mu R_{cp} P = 4 \cdot 0,45 \cdot 0,189 \cdot 27689,8 = 9420,07 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Достоинство дискового тормоза – возможность получения значительно большей, чем у колодочных тормозов, поверхности трения при одинаковых габаритных размерах. Это позволяет использовать дисковый тормоз при меньшем давлении между трущимися поверхностями. В результате повышается их износостойкость, сцепление трущихся элементов по плоской поверхности, обеспечивается высокая равномерность распределения давления, а следовательно, равномерный износ материала.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балабаева, И.А. Дисковые тормозные механизмы для грузовых автомобилей/И.А. Балабаева //Автомобильная промышленность. – 1986. – №9. – С. 36 – 37.
2. Пат. на полез. модель 82173 Тормозное устройство автомобиля/Христофоров Е.Н., Сакович Н.Е., Самусенко В.И. [и др]. – Бюл. №11. – 2009.

Материал поступил в редколлегию 14.04.14.