

3. Указанное изменение осевых сил следует учитывать при расчетах блокирующих свойств дифференциалов.

### Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972. 2. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. - М., 1962.

УДК 629.114.2.017

Ю.М.Жуковский, В.П.Стринакко

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМАХ ТРАКТОРОВ "БЕЛАРУСЬ" МТЗ-50/80

На тракторах "Беларусь" класса 14 кН устанавливаются сухие дисковые тормозные механизмы с самоусилением и механическим приводом. Эффект самоусиления достигается посредством самозаклинивающихся шариков, расположенных между нажимными дисками [1].

Рассматриваемые тормозные механизмы имеют четыре пары трения (по два фрикционных диска в каждом механизме), поэтому тормозной момент, возникающий в механизме, можно представить в виде [2]

$$M = 2 \mu Q_1 R_{\text{ср}} + 2 \mu Q_2 R_{\text{ср}}, \quad (1)$$

где  $R_{\text{ср}}$  - средний радиус трения тормозных дисков;  $\mu$  - коэффициент трения тормозных дисков;  $Q_1$  - реакция со стороны корпуса на активный нажимной диск;  $Q_2$  - реакция со стороны корпуса на пассивный нажимной диск.

Известно [2], что реакция на пассивный нажимной диск меньше реакции на активный нажимной диск на величину

$$Q_1 - Q_2 = \mu_1 \frac{M}{2r}, \quad (2)$$

где  $\mu_1$  - коэффициент трения между выступом нажимного диска и выступом корпуса (в рассматриваемой конструкции - коэффициент трения чугуна по чугуну без смазки);  $r$  - расстояние от оси тормоза до выступа корпуса.

Следует отметить, что реакция активного нажимного диска состоит из двух составляющих: одна из них создается привод-

ным усилием, воздействующим на орган управления тормозным механизмом. Эта составляющая определяется выражением  $P i_{\text{пр}} \eta_M$ , где  $P$  – усилие на органе управления с поправкой на противодействие от отжимных и стяжных пружин, расположенных соответственно на рычаге тормозной педали и на нажимных дисках тормозного механизма;  $i_{\text{пр}}$  – кинематическое передаточное число привода;  $\eta_M$  – механический КПД привода, определяемый по формуле

$$\eta_M = \frac{\hat{i}}{i_{\text{пр}}},$$

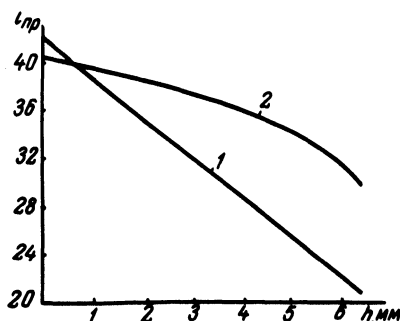
где  $\hat{i}$  – силовое передаточное число привода (определялось экспериментальным путем посредством измерения усилий на органе управления и соответствующих им усилий, сжимающих фрикционные диски тормозного механизма). Другая составляющая возникает вследствие сервоэффекта и равна

$$\frac{P i_{\text{пр}} \eta_M}{\text{tg } \alpha} \mu,$$

где  $\alpha$  – угол подъема лунок нажимных дисков.

Для определения кинематического передаточного числа привода проведено графо-аналитическое исследование кинематики тормозного механизма. Зависимости кинематического передаточного числа привода от суммарного осевого хода нажимных дисков для торможений при переднем и заднем ходе трактора изображены на рис. 1.

Рис. 1. Зависимости кинематического передаточного числа тормозного привода от суммарного осевого хода нажимных дисков для торможений: 1 – при переднем; 2 – при заднем ходе трактора.



С учетом приведенных выше выражений значения реакций на активном и пассивном нажимных дисках можно представить следующим образом:

$$Q_1 = P i_{\text{пр}} \left( 1 + \frac{\mu}{\text{tg} \alpha} \right) \eta_M; \quad (3)$$

$$Q_2 = P i_{\text{пр}} \left( 1 + \frac{\mu}{\text{tg} \alpha} \right) \eta_M - \mu_1 \frac{M}{2r}. \quad (4)$$

Подставляя значения  $Q_1$  и  $Q_2$  из выражений (3) и (4) в выражение (1) и пренебрегая величиной второго порядка малости  $\mu_1 \mu R_{\text{ср}} M / r$ , после преобразования получим

$$\mu^2 + \text{tg} \alpha \mu - \frac{M \text{tg} \alpha}{4R_{\text{ср}} P i_{\text{пр}} \eta_M} = 0.$$

Решению этого квадратного уравнения удовлетворяет формула

$$\mu = -\frac{\text{tg} \alpha}{2} + \sqrt{\left(\frac{\text{tg} \alpha}{2}\right)^2 + \frac{M \text{tg} \alpha}{4R_{\text{ср}} P i_{\text{пр}} \eta_M}}. \quad (6)$$

Для определения коэффициента трения в тормозном механизме в зависимости от температуры тормозной механизм устанавливался на инерционный испытательный стенд МТЗ, где он приводился в действие специальным рычагом, заменяющим тормозную педаль трактора. На этот рычаг навешивался груз, который вместе с приведенным собственным весом рычага создавал постоянное приводное усилие.

Включение тормоза осуществлялось возможно быстрым опусканием рычага с грузом при одновременном выключении электродвигателя стенда, который разгонял перед включением тормоза маховые массы. Максимальная начальная частота вращения вала тормозного механизма составляла 681/с, что соответствует максимальной скорости движения трактора МТЗ-80, равной 9,27 м/с. При этом кинетическая энергия, поглощаемая тормозным механизмом, была равной 63800 Дж, что соответствует энергии, поглощаемой одним тормозным механизмом трактора при его торможении со средней интенсивностью (с замедлением около  $2 \text{ м/с}^2$ ) с начальной скорости 9,27 м/с. При торможении с замедлением менее указанного на дороге с сухим асфальтобетонным покрытием скольжение колес мало и поэтому можно пренебречь выделением энергии в пятне контакта шины с дорогой.

Тормозной момент регистрировался на ленту осциллографа К12-22 в соответствии с принципами электротензометрии, изложенными в работе [3]. Температура в тормозном механизме измерялась на среднем радиусе трения фрикционной пары хромель-копелевой термопарой в соответствии с ГОСТ 1786-74 [4]

прибором МР 64-02. Коэффициент трения в тормозном механизме при различных температурах определялся по формуле (6).

Зависимости коэффициента трения  $\mu$  и тормозного момента  $M$  от температуры представлены на рис. 2. Полученная зависимость  $\mu$  от  $t$  °С качественно соответствует зависимостям коэффициентов трения от температуры при трении ас-

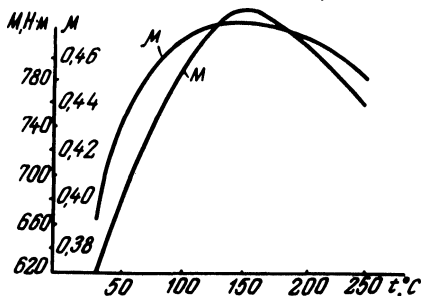


Рис. 2. Зависимости коэффициента трения и тормозного момента от температуры тормозного механизма.

бфрикционных материалов по чугуну, приведенным в работах [5 - 7]. Из рис. 2 следует, что коэффициент трения в тормозном механизме и тормозной момент тормозного механизма начинают уменьшаться при достижении температуры в 150 °С. При испытаниях использовались тормозные накладки из материала НСФ-6 (формованные из массы типа 41-132-67с, ГОСТ 1786-74).

Выводы. 1. Получена формула, дающая возможность определить коэффициент трения в дисковом тормозном механизме с самоусилением по значениям усилия на органе управления и соответствующего ему момента трения. Усилие на органе управления и соответствующий ему тормозной момент могут быть легко определены экспериментально.

2. Из формулы (6) и графо-аналитического анализа следует, что дисковый тормозной механизм с самоусилением, достигаемым посредством самозаклинивающихся шариков, обладает высокой чувствительностью к величине свободного хода нажимных дисков и к величине износа фрикционных накладок, вызывающего уменьшение силового передаточного числа  $\hat{i}$ . Это крайне нежелательно вследствие того, что для сохранения требуемой эффективности торможения необходимо увеличивать усилие на органе управления тормозным механизмом.

3. Максимальная допустимая температура тормозных механизмов тракторов "Беларусь" кл. 14 кН с тормозными накладками из материала НСФ-6 не должна превышать при длительном воздействии 150°С. При превышении указанной температуры фрикционные качества материала НСФ-6 снижаются.

4. Наиболее перспективными тормозными механизмами для тракторов МТЗ-80/82 являются дисковые тормозные механизмы прямого действия с пневматическим приводом.

5. Целесообразно провести опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы по испытаниям фрикционного материала, обладающего более высокими фрикционными качествами, в частности более высокой стабильностью, чем материал НСФ-6.

#### Л и т е р а т у р а

1. Тракторы "Беларусь" МТЗ-80, МТЗ-80Л, МТЗ-82, МТЗ-82Л. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - Минск, 1977. 2. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. - М., 1968. 3. Шушкевич В.А. Основы электро-тензометрии. - Минск, 1975. 4. ГОСТ 1786-74. Накладки сцепления фрикционные асбестовые. - Взамен ГОСТ 1786-66. Введ. с 01.01.1975 г. до 01.01.1980 г. -Группа Л65 СССР. 5. Крагельский И.В. Трение и износ. - М., 1968. 6. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. - М., 1967. 7. Зиновьев Е.В., Чичинадзе А.В. Физико-химическая механика трения и оценка асбофрикционных материалов. - М., 1978.

УДК 631.372 - 78

П.В.Зеленый

#### К ВОПРОСУ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ КОЛЕС ПРИЦЕПНОЙ МАШИНЫ НА СКЛОНЕ В АВТОМАТИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

Исследование курсового движения прицепных сельскохозяйственных машин, широкое применение которых в условиях горного и пересеченного рельефа сдерживается недостаточной устойчивостью на поперечном склоне, весьма актуально. Под воздействием случайных возмущений со стороны микрорельефа приложенных к ходовой части и рабочим органам, машина совершает вынужденные колебания вокруг точки прицепа относительно некоторого положения. Если на горизонтальной поверхности, где отсутствует постоянно действующая боковая сила, продольная ось машины в упомянутом положении совпадает с одноименной осью трактора, а следовательно, и направлением прямолинейного движения его управляемых колес, то на