

УДК 629.114

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАКТОРОВ

SOME RESULTS OF THE STUDY OF THE LOADING OF TRAC-
TOR BRAKING MECHANISMS

А. С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,
Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь
A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Отсутствие надежных и эффективных тормозных систем колесных тракторов и тракторных поездов не только сдерживает рост их средних скоростей движения и грузоподъемности, но и зачастую приводит к дорожно-транспортным происшествиям. В связи с этим большое значение приобретают работы по созданию тормозных систем с высокими и стабильными эксплуатационными характеристиками.

The lack of reliable and efficient braking systems of wheeled tractors and tractor trains not only hinders the growth of their average speeds and carrying capacity, but also often leads to road accidents. In this regard, the work on the creation of braking systems with high and stable performance characteristics is of great importance.

Ключевые слова: тормозной механизм, трактор, температура, энергонагруженность, термомпара.

Key words: brake mechanism, tractor, temperature, energy load, thermocouple.

ВВЕДЕНИЕ

Наименее стабильными звеньями тормозных систем являются тормозные механизмы (ТМ), вследствие чего при разработке тормозных устройств или при использовании уже отработанных конструкций на новой машине большую актуальность приобретают

исследования их нагруженности и энергоемкости с учетом реальных условий эксплуатации транспортного средства.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

В настоящее время на большинстве моделей тракторов семейства «Беларус» используются ТМ с шариковым клиновым механизмом разжима, которые имеют относительно высокую эффективность, за счет эффекта серводействия. Практически осуществляется реинжиниринг данной конструкции за счет увеличения радиуса трения, параметров разжимного устройства и привода. Однако это не устраняет недостатки, присущие указанным ТМ – плохое следящее действие, возможность самопроизвольного срабатывания, неравномерность распределения давления по площади пар трения, необходимость регулировки, разрушение тормозных наладок.

В то же время для современных тракторов характерен рост массово-энергетических параметров самого трактора и агрегируемых с ним машин, а также применение принципиально новой схемы торможения трактора – подключения при торможении переднего ведущего моста (ПВМ). Указанные факторы определенным образом оказывают влияние на работу ТМ, увеличивая их нагруженность.

Энергонагруженность ТМ зависит от большого числа факторов: начальной и конечной скоростей торможения, эффективности торможения, физико-механических характеристик материалов дорожного покрытия и шин колес, характера изменения нормальных реакций и тормозных моментов на колесах и т. д. С точки зрения энергонагруженности тормозных механизмов трактора наиболее тяжелым режимом торможения является торможение одиночного трактора в агрегате с навесным орудием.

Уравнение энергетического баланса трактора при торможении на горизонтальной поверхности имеет вид:

$$\Delta T = A_{TM} + A_S + A_f + A_{TP} + A_B,$$

где ΔT – изменение кинетической энергии; A_{TM} – работа сил трения в ТМ; A_S – работа сил трения скольжения шин с дорогой; A_f , A_{TP} , A_B – работа соответственно сил сопротивления качению, сил трения в агрегатах трансмиссии, сил сопротивления воздуха.

Анализ полученных при исследовании нагруженности ТМ результатов при торможении на асфальто-бетонной дороге с различной эффективностью показал, что незначительная энергонагруженность ТМ при торможениях с малой интенсивностью обусловлена большой долей в общем энергетическом балансе работ сил сопротивления качению, силы сопротивления воздуха, силы трения в агрегатах трансмиссии. Уменьшение энергонагруженности тормозных механизмов при торможениях с высокой интенсивностью происходит вследствие увеличения относительного скольжения колес.

В результате расчетов установлено, что наиболее тяжелыми с точки зрения энергонагруженности ТМ являются торможения с эффективностью $1,5-3,0 \text{ м/с}^2$, когда в ТМ поглощается энергия около 150 кДж (примерно 86 % всей кинетической энергии), а в пятнах контакта шин с дорогой – $3,0...11,0 \text{ кДж}$ ($2...7 \%$) [1].

Решающим фактором, определяющим износостойкость, фрикционных устройств является силовой и температурный режим их работы. Существующие методики расчета температур [2, 3] дают заниженные их значения и, как правило, предполагают равномерное тепловыделение по площади трущихся дисков.

В то же время в реальных узлах трения имеет место существенная неравномерность распределения давлений по поверхностям трения, что приводит к высоким локальным поверхностным температурам, которые могут вызвать структурные превращения в поверхностном слое (глубиной до 0,5 мм) контртел, разупрочняющие материал дисков. Это приводит к интенсивному абразивному износу и, в конечном счете, к нарушению работоспособности узла.

Неравномерность распределения давления в ТМ, как показал анализ, обусловлена как конструктивными (неравномерность приложении нажимного усилия, технологическими (погрешности изготовления) и эксплуатационными (неравномерный износ фрикционных элементов) факторами.

Целью экспериментальных исследований являлось определение температур, действующих на поверхности нажимных дисков ТМ на тракторов кл. 2. Измерение температур осуществлялось при помощи хромель-копелевых термопар, которые были заделаны на поверхности активного нажимного диска в различных его точках (рисунки 1, 2). Конструктивное исполнение термопары обеспечивает

измерение мгновенных значений температуры диска. Это достигается за счет того, что хромелевый и копелевый электроды непосредственно расклепаны в диске и термоток от хромеля к копелю протекает через материал исследуемого диска, т. е. измеряется сумма термо- э.д.с хромель – диск и диск – копель. Так как расстояние между термоэлектродами незначительно, то температура в обоих местах контакта будет практически одинакова, и, следовательно, измеряемая термо- э.д.с не будет искажена.

Испытания трактора проводились на сухой ровной дороге с асфальтовым покрытием, что позволило выявить максимально возможные тормозные качества испытываемого объекта. Осуществлялись экстренные торможения при движении на передачах транспортного диапазона.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате исследований установлено, что поверхностные температуры в различных точках нажимного диска дисковых ТМ отличаются более чем в три раза и максимальные их значения, зарегистрированные в непосредственной близости от разжимных шариков превышают 200–240 °С (рисунок 3), в то время как в зоне достаточно удаленной от них она достигает только 70...80 °С.

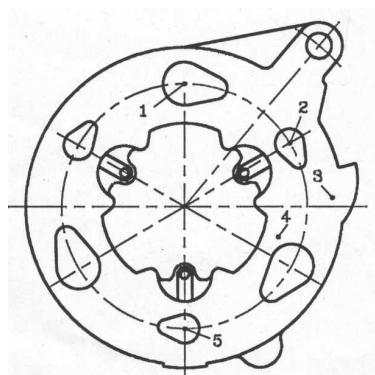


Рисунок 1 – Схема расположения термопар на поверхности активного нажимного диска

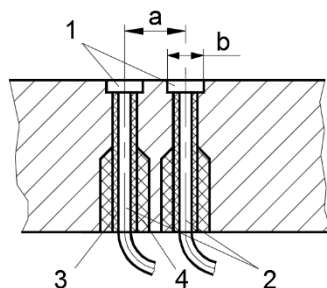


Рисунок 2 – Конструктивная схема термопары для замера поверхностной температуры

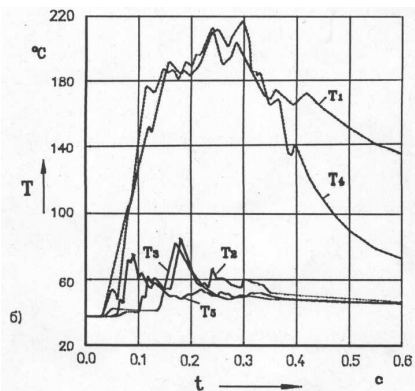
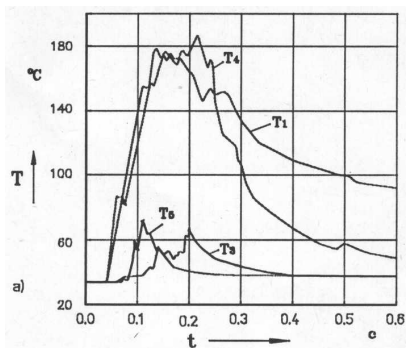


Рисунок 3 – Изменение поверхностных температур нажимного диска при торможении трактора кл. 2 с разблокированным (а) и заблокированным (б) приводом ПВМ

ЛИТЕРАТУРА

1. Поварехо, А. С. Нагруженность тормозных механизмов полноприводного универсально-пропашного трактора кл. 1,4 и повышение их долговечности : дис. канд. техн. наук. – Минск, 1993. – 210 с.
2. Чичинадзе, А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – Москва : Наука, 1967. – 231 с.
3. Жуковский, Ю. М. Исследование характеристик тормозной системы тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кН : дисс. канд. техн. наук. – Минск, 1980. – 235 с.

Представлено 05.04.2021