

**ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНОЙ
СИСТЕМЫ ТРАКТОРОВ «БЕЛАРУС»**
WAYS TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF THE BRAKING
SYSTEM OF TRACTORS " BELARUS»

А.С. Поварехо, канд. техн. наук, доц.,
С.Н. Андрукович,

Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

A. Pavarekha, PhD in Engineering, Associate Professor,

S. Andrukovich,

Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

Повышение активной безопасности работы тракторов в условиях роста скоростей и интенсивности движения связано с дальнейшим совершенствованием их тормозных систем.

Отсутствие надежных и эффективных тормозных систем тракторов не только сдерживает рост их производительности за счет снижения скоростей движения, но и зачастую приводит к тяжёлым дорожно-транспортным происшествиям. В связи с этим данная работа, связанная с анализом эффективности функционирования тормозной системы трактора с двигателем мощностью 250 л.с. и разработкой рекомендаций по ее совершенствованию, является весьма актуальной.

Increasing the active safety of tractors in conditions of increasing speeds and traffic intensity is associated with further improvement of their braking systems.

The lack of reliable and efficient tractor braking systems not only hinders productivity growth by reducing driving speeds, but also often leads to serious road accidents. In this regard, this work, related to the analysis of the effectiveness of the brake system of a tractor with a 250 HP engine and the development of recommendations for its improvement, is very relevant.

Ключевые слова: трактор, тормозной механизм, эффективность торможения, тормозной момент.

Key words: tractor, brake mechanism, braking efficiency, braking torque.

ВВЕДЕНИЕ

Важным вопросом при проектировании тормозных систем, от которого зависит эффективность торможения и устойчивость движения, является выбор рационального соотношения тормозных сил на осях транспортных средств.

С точки зрения безопасности дорожного движения наилучшим является режим торможения, при котором достигается максимальная эффективность и обеспечивается устойчивость движения. В этом случае должно производиться распределение тормозных сил между мостами с учетом изменяющихся нормальных реакций на колесах и дорожных условий, оцениваемых сцепными качествами колес с дорогой.

Для универсально-пропашных тракторов характерным схемным решением тормозной системы является установка тормозных механизмов только на заднем мосту. В полноприводных тракторах средней мощности для обеспечения максимального использования сцепного веса обеспечивается передача тормозного момента к колесам переднего моста за счет блокирования межосевого привода. В качестве блокирующего устройства применяется гидроуправляемая фрикционная муфта.

В данной работе рассматривается проектный расчет тормозной системы для определения требуемой эффективности тормозных механизмов (ТМ) и предлагаются решения по их конструктивному исполнению. В качестве ТМ рассматриваются тормозные механизмы с самоусилением с шариковым механизмом сжатия дисков.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ТРАКТОРА

Обеспечение рационального использования сцепного веса на мостах трактора можно достичь различными способами.

1. Изменением выходных характеристик ТМ (реализуемый тормозной момент). Данный подход требует значительных затрат, связанных с разработкой новых ТМ, и, возможно, конструкции мостов машины.

2. Подбор исполнительных элементов тормозного привода (усилителей, гидравлических цилиндров, пневматических камер), изменяющих приводное усилие ТМ, если это возможно по условиям силовой и тепловой нагруженности последних.

3. Регулирование давления в тормозном приводе по величине и времени.

Регулирование давления по величине обеспечивается ограничителями, компенсаторами с постоянным и переменным моментами срабатывания, инерционными регуляторами, статическими регуляторами с ручным и автоматическим управлением, электронными системами регулирования (регуляторы и АБС).

Регулирование давления по времени обеспечивается за счет изменения быстродействия и асинхронности срабатывания тормозных механизмов переднего и заднего мостов трактора.

Для оценки идеального распределения тормозных сил F_{T1} и F_{T2} по мостам трактора в установившемся режиме торможения при полном использовании сцепного веса можно записать

$$F_{T1} = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (l_2 + h \cdot \varphi)}{l_1 + l_2}; F_{T2} = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (l_1 - h \cdot \varphi)}{l_1 + l_2}. \quad (1)$$

где m – масса трактора, кг; l_1 , l_2 , h – горизонтальные и вертикальная координаты центра масс, м; φ – коэффициент сцепления.

По зависимостям (1) построены графики идеального распределения тормозных сил между мостами машины для различной загрузки и разных значений вертикальной координаты центра масс (рисунок 1). Штриховые линии соответствуют различным значениям коэффициента сцепления колес с дорогой.

Если на данные графики нанести реальные, полученные в результате экспериментальных исследований характеристики, можно оценить недотормаживание или перетормаживание колес мостов, т.е. возможность потери устойчивости или управляемости трактора при торможении.

Для $\varphi = 0,6$ (наиболее характерный фон для эксплуатации трактора) и $h = 1,016$ м (координата центра масс базовой модели). В этом случае имеем $F_{T1} = 43,32$ кН·м и $F_{T2} = 27,31$ кН·м. Таким образом, при оборудовании переднего и заднего мостов трактора ТМ последние должны обеспечивать реализацию моментов $M_{T1} = 1,28$ кН·м и $M_{T2} = 1,14$ кН·м соответственно.

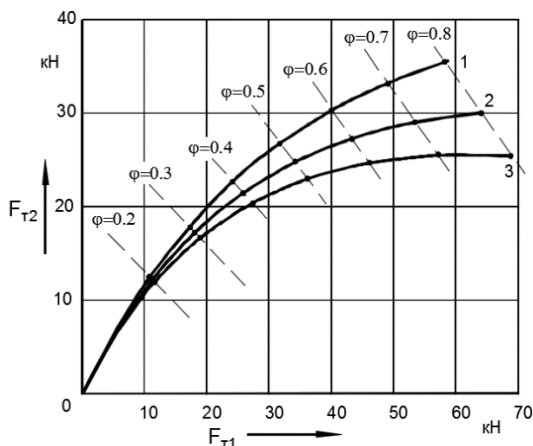


Рисунок 1 – Распределение тормозных сил по мостам трактора при полном использовании сцепного веса для различных значений коэффициента сцепления и вертикальной координаты центра тяжести:
1 – $h=0,8$ м; 2 – $h=1,016$ м; 3 – $h=1,2$ м

В случае использования тормозной системы, состоящей из ТМ заднего моста и системы блокирования межосевого привода при торможении эффективность ТМ заднего моста должна составлять $M_{T2} = 2,89$ кН·м. При этом муфта подключения ПВМ должна передавать момент $M_{ПВМ} = 1,28$ кН·м.

В базовом варианте тормозной системы используются дисковые ТМ с самоусилением (рисунок 2).

Расчеты по определению эффективности торможения трактора мощностью 250 л. с. показали, что в случае использования базового варианта ТМ с гидравлическим приводом величина тормозного момента существенно ниже требуемых по условиям обеспечения нормативной эффективности торможения значений. При этом величина удельного давления в парах трения $q=0,36$ МПа получилась также существенно ниже допустимых для спеченных материалов значений $[q]=3,0$ МПа, что говорит о наличии резерва увеличения тормозного момента ТМ за счет повышения усилия сжатия пакета дисков.

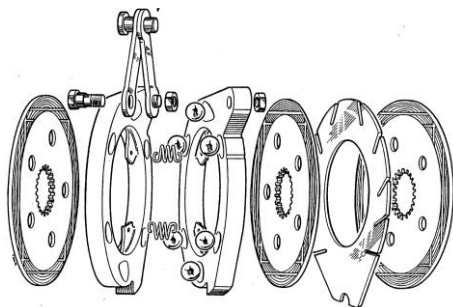


Рисунок 2 – Дисковый ТМ, работающий в масле

Анализ сложившейся ситуации показал, что возможны следующие направления повышения эффективности ТМ.

1. Установка в гидравлическом приводе гидроусилителя с передаточным отношением 4:1 вместо главного тормозного цилиндра при сохранении остальных кинематических характеристик привода позволяет получить суммарный тормозной момент – 1294,9 Н м при удельном давлении в парах трения – 0,67 МПа. Распределение общего момента по парам трения аналогично базовому варианту.

Проведенные расчеты свидетельствуют, что в этом случае эффективность ТМ практически соответствует требованиям ГОСТ по эффективности торможения, но они практически не имеют запаса по тормозному моменту. При изменении коэффициента трения, увеличении зазора между парами трения и их износа возможно снижение эффективности торможения ниже нормативных показателей.

2. Второй вариант связан с увеличением числа пар трения путем добавления с каждой стороны нажимных дисков по одному фрикционному диску (общее количество пар трения 12). Максимальное удельное давление в парах трения: 0,67 МПа Суммарный тормозной момент: 1918,2 Н м.

3. Наряду с увеличением числа фрикционных дисков повышение эффективности тормозного механизма можно достичь, увеличив коэффициент самоусиления ТМ за счет следующего конструктивного решения.

Если связать с нажимными дисками по одному промежуточному диску, расположенному со стороны соответствующего нажимного диска, то увеличение суммарного тормозного момента происходит за счет повышения сервоэффекта. Если пренебречь потерями на трение

в направляющих корпуса и шлицах тормозного вала можно определить степень увеличения тормозного момента по выражению:

$$k = \frac{r_{iu} \cdot \operatorname{tg} \theta - \mu \cdot R_{mp}}{r_{iu} \cdot \operatorname{tg} \theta - z \cdot \mu \cdot R_{mp}}$$

где r_{iu} – радиус расположения шариков разжимного механизма, м; θ – угол наклона лунок, град; μ – коэффициент трения фрикционных пар; R_{mp} – средний радиус трения, м; z – число пар трения, участвующих в создании сервоэффекта.

Подставляя конструктивные параметры ТМ получаем $k = 2.305$. Таким образом, указанное конструктивное решение позволяет примерно в 2,3 раза повысить эффективность тормозного механизма и получить суммарный тормозной момент 2442 Н·м при удельном давлении на поверхностях трения – 0,851 МПа.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ результатов расчета динамики торможения трактора Беларусь мощностью 250 л. с. показал, что базовый вариант тормозной системы при установке в приводе гидроусилителя с коэффициентом усиления 4:1 не позволяет получить значительный запас по тормозному моменту. В связи с этим предложены два варианта решения указанной проблемы:

- установка в приводе гидроусилителя с одновременным увеличением числа пар трения до 12;
- использование безусилительной схемы привода при увеличении пар трения до 12 и изменении конструкции нажимного устройства, а именно, обеспечение связи одного из промежуточных дисков с соответствующим нажимным диском, что позволяет увеличить сервоэффект.

Проведенные исследования показали, что оба предложенных варианта примерно одинаковы по своему эффекту и могут быть рекомендованы для создания опытных образцов тормозной системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Поварехо А.С. Нагруженность тормозных механизмов полноприводного универсально-пропашного трактора кл. 1,4 и повышение их долговечности. – Дис. ... канд.техн.наук. – Мн.: БПИ, 1993. – 216 с.
2. Шувалов Е.А. Повышение работоспособности трансмиссий тракторов. Л., Машиностроение, 1986. – 126 с.
3. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. М. :Машиностроение, 1984. –280 с.

Представлено 20.05.2020

УДК 629.366

ДИФФЕРЕНЦИАЛ ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ В МЕЖСОСЕВОМ ПРИВОДЕ ТРАКТОРА INCREASED FRICTION DIFFERENTIAL IN THE INTERAXEL DRIVE OF THE TRACTOR

В.С. Баев, канд. техн. наук
Белорусский национальный технический университет,
г.Минск, Республика Беларусь
V. Baev, Ph.D. in Engineering,
Belarusian national technical University, Minsk, Belarus

В статье анализируется возможность повышения тягово-сцепных свойств тракторов и машинно-тракторных агрегатов путем использования дифференциалов повышенного трения в межсоевном приводе.

The article analyzes the possibility of increasing the traction-coupling properties of tractors and machine-tractor units by using limited slip differentials in the interaxle drive.

Ключевые слова: дифференциал, межсоевой привод, буксование.
Keywords: differential, interaxle drive, slip.