

Таблица 1

Колесная формула	Характеристика привода	$P_{кр}$ , кН	$\kappa_2$ , $M^{-1}$
4x2	ПВМ	6,6	0,1215
—"	—"	13,2	0,1157
—"	ЗВМ	6,6	0,122
—"	—"	12,2	0,118
4x4	$\kappa_H = 0,05$	6,6	0,1218
—"	—"	13,2	0,1167

Для проверки достоверности теоретических исследований проведены экспериментальные работы с колесными тракторами Т-150К и К-701. Крюковая нагрузка задавалась полунавесным прицепом ЗПТС-14,5П грузоподъемностью 14500 кг.

Пунктиром на рис. 2 показано изменение кривизны для трактора Т-150К, полученное по результатам экспериментов для  $v_2 = 0,8$  м/с. Расчетные и экспериментальные данные имеют удовлетворительное совпадение.

Таким образом, на поворотливость шарнирно-сочлененного трактора при малых крюковых нагрузках существенно влияет угол складывания рамы и скорость движения. Схема привода к ведущим осям и изменение крюковой нагрузки до 15 кН оказывает незначительное влияние на изменение кривизны траектории при движении трактора по асфальту.

#### Л и т е р а т у р а

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. — Мн., 1977, ч. II.

УДК 629.1.073

Н.В.Богдан, Е.А.Романчик

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА НЕРАВНОМЕРНОЙ РАБОТЫ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАКТОРА И ТИПА МЕЖКОЛЕСНОЙ СВЯЗИ

В практике эксплуатации трактора МТЗ-80 в агрегате с прицепами при торможении зачастую возникает неравномерность тормозных сил на задних колесах трактора, которая приводит к

складыванию звеньев поезда. Неравномерность этих сил может возникнуть в результате нарушения регулировки тормозных механизмов; различной податливости привода к правому и левому тормозному механизму; наличия серводействия в дисковых тормозах, а также выхода из строя одного из тормозных механизмов.

Для выравнивания тормозных сил необходимо перераспределить тормозной момент с отстающего колеса на забегающее. Это позволит выравнивать их угловые скорости, что будет способствовать устойчивому движению тракторного поезда, а при полном использовании сцепного веса задней оси трактора одновременному блокированию колес [1].

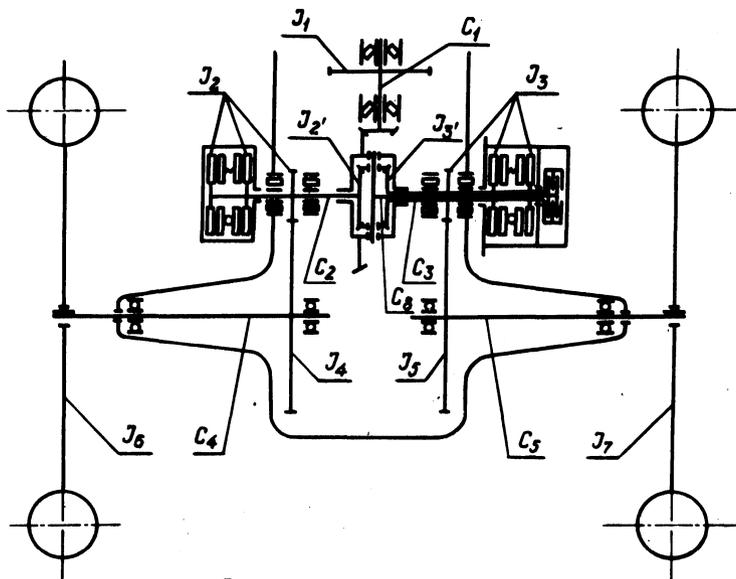


Рис. 1. Расчетная схема заднего моста трактора МТЗ-80.

Для исследования распределения тормозных сил между колесами заднего моста трактора (рис. 1) при их дифференциальной связи и с муфтой блокировки дифференциала необходимо совместное решение систем уравнений, описывающих продольное и вертикальное колебательное движение трактора, а также вращательное движение задних колес и деталей трансмиссии. При рассмотрении дифференциальной связи с муфтой блокировки дифференциала в случае торможения задних колес возможны три варианта работы дифференциала: дифференциал разблокирован, и

момент трения его незначителен; дифференциал разблокирован, но муфтой блокировки создается момент трения; дифференциал заблокирован. Кроме этого, при максимальном использовании сцепного веса возможно блокирование одного или двух колес. Для каждого перечисленного выше случая необходимо рассматривать свою систему уравнений.

В первом случае торможения трактора, который является наиболее общим, система уравнений будет иметь следующий вид:

$$m\ddot{x} = -P_1 - P_2;$$

$$m \frac{1}{L} \ddot{z} + 2k_{\text{ш}} \dot{z} + 2c_{\text{ш}} z = \frac{h}{L} (P_1 + P_2);$$

$$J_6 \ddot{\varphi}_6 + c_4 \left( \varphi_6 - \frac{\varphi_2}{i} \right) = P_1 r_1;$$

$$\left( \frac{J_4}{i^2} + J_2 \right) \ddot{\varphi}_2 + c_4 \left( \frac{\varphi_2}{i} - \varphi_6 \right) + c_2 (\varphi_2 - \varphi_2') = -M_1(x);$$

$$0,25J_1 \ddot{\varphi}_3 + (J_2' + 0,25J_1) \ddot{\varphi}_2' + c_2 (\varphi_2' - \varphi_2) = 0;$$

$$(J_2 + 0,25J_1) \ddot{\varphi}_3 + 0,25\ddot{\varphi}_2' + c_3 (\varphi_3 - \varphi_3') = 0;$$

$$\left( \frac{J_5}{i^2} + J_3 \right) \ddot{\varphi}_3 + c_5 \left( \frac{\varphi_3}{i} - \varphi_7 \right) + c_3 (\varphi_3 - \varphi_3') = -M_2(x);$$

$$J_7 \ddot{\varphi}_7 + c_5 \left( \varphi_7 - \frac{\varphi_3}{i} \right) = P_2 r_2,$$

где  $m$  - масса трактора;  $h$ ,  $l$ ,  $L$  - высота центра тяжести, его расположение от передней оси и база трактора;  $\varphi_i$  - углы поворота колес и деталей трансмиссии;  $c_i$  - жесткость деталей трансмиссии;  $J_i$  - моменты инерции деталей трансмиссии и колес;  $M_1(x), M_2(x)$  - моменты, развиваемые тормозными механизмами правого и левого колес;  $P_1$  и  $P_2$  - тормозные силы на колесах трактора;  $k_{\text{ш}}$ ,  $c_{\text{ш}}$  - коэффициенты демпфирования и жесткость шины;  $i$  - передаточное число бортового редуктора;  $r_1$  и  $r_2$  - динамические радиусы левого и правого колес трактора.

Тормозные моменты, возникающие на колесах, определяются следующей зависимостью:

$$M_{\text{л,п}} = \left( -k_{\text{ш}} \dot{z} - c_{\text{ш}} z + m \cdot g \frac{1}{L} \right) f(S) \cdot r_{1,2},$$

где  $f(S)$  - функция изменения коэффициента использования сцепного веса в зависимости от скольжения колеса.

При блокировке тормозных механизмов одного из колес соответствующие обобщенные координаты и их скорости и ускорения обращаются в ноль. Торможение трактора с заблокированным дифференциалом приводит к тому, что число степеней свободы системы уменьшается на две, но при этом учитывается жесткость вала блокировки дифференциала  $C_8$ .

Система уравнений (1) решалась методом Рунге-Кутты на ЭЦВМ "Наири-К". На рис. 2 представлены расчетные зависимости тормозных моментов, возникающих на задних колесах трактора, которые позволяют определить нагруженность вала блокировки дифференциала при распределении тормозного момента от одного тормозного механизма сразу на оба колеса.

Для проверки теоретических расчетов проведены экспериментальные исследования качества торможения трактора МТЗ-80 и прицепа 2ПТС-4, оборудованного тормозами на всех колесах. Исследования проводились на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием при максимальной эффективности торможения в два этапа.

На первом этапе осуществлялось торможение тракторного поезда с отключенным правым тормозом трактора и выключенной блокировкой дифференциала. При максимальном ходе тормозных педалей (рис. 2, а) левое колесо трактора блокировалось и тормозной момент  $M_L$  составил в среднем 4-4,2 кН·м. На правом колесе при этом возникает ведущий момент  $M_D$ , величина которого в начальный момент торможения резко возрастает и достигает 4,8 кН·м, а затем через 0,2 с снижается и колеблется около среднего положения 0,2 кН·м. Значительное увеличение ведущего момента в начальный период торможения на правом колесе трактора объясняется тем, что при резком нарастании тормозного момента на левом тормозном механизме связанная с ним ведущая шестерня конечной передачи, а также вместе с ней и левая коническая шестерня дифференциала уменьшает свою угловую скорость вращения. Корпус дифференциала и связанные с ним через центральную передачу вращающиеся части коробки передач, обладая значительным моментом инерции, продолжают вращаться с прежней угловой скоростью. Это вызывает перекачивание сателлитов по левой конической шестерне дифференциала, что приводит к вращению правой конической шестерни дифференциала в обратную сторону. На правом колесе в этом случае возникает значительный ведущий момент, который способствует неустойчивому движению трактора, увеличивая разворачивающий момент, действующий на его зад-

ную ось. В дальнейшем ведущий момент на правом колесе обусловлен моментом инерции этого колеса.

Разворачивающий момент, величина которого изменяется от 10 до 4 кН·м, приводит при торможении к складыванию тракторного поезда. На рис. 3 представлены динамические зависи-

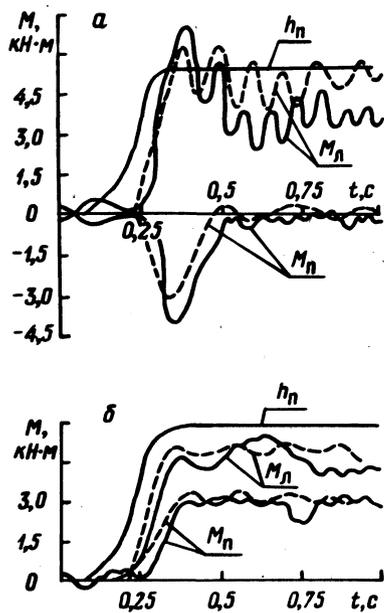


Рис. 2. Динамические зависимости моментов на задних колесах трактора при торможении тракторного поезда с отключенным правым тормозом: а — блокировка дифференциала выключена; б — блокировка дифференциала включена, — — — экспериментальные зависимости; - - - - расчетные зависимости.

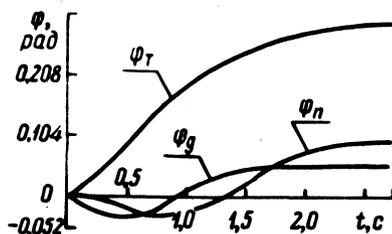


Рис. 3. Изменение продольных углов звеньев поезда при торможении с отключенным правым тормозом трактора и выключенной блокировкой дифференциала.

мости, характеризующие изменение курсовых углов трактора  $\varphi_T$  и прицепа  $\varphi_n$ , а также поворота дышла прицепа  $\varphi_g$ . Величина максимального курсового угла трактора составила  $0,296$  рад. Отклонение трактора от прямолинейного движения вызывает с некоторым запаздыванием отклонение прицепа. Максимальный курсовой угол прицепа в этом случае составил  $0,104$  рад, а угол поворота дышла  $0,07$  рад.

На втором этапе осуществлялось торможение тракторного поезда с отключенным правым тормозом и включенной блокировкой дифференциала. Тракторный поезд при торможении в этом случае двигался, устойчиво сохраняя прямолинейное движение. Наблюдался только незначительный разворот трактора, при этом максимальный курсовой угол его не превышал  $0,05$  рад.

Устойчивое движение тракторного поезда обусловлено тем, что на обоих колесах задней оси трактора возникают тормозные моменты (рис. 2,б). Левое колесо трактора находилось на грани блокирования и тормозной момент составил  $4,5$  кН·м, а на правом колесе момент находился в пределах  $3-3,2$  кН·м. Величина тормозного момента на правом колесе ограничивается максимальным моментом трения муфты блокировки дифференциала. При жестком блокировании полуосей задних колес тормозные моменты будут равны. Следует отметить, что усилие водителя на тормозные педали значительно возросло по отношению к торможению на первом этапе, так как момент, развиваемый левым тормозом, увеличился почти вдвое.

#### Л и т е р а т у р а

1. Богдан Н.В., Скуртул А.И. Автоматическое распределение тормозных моментов на задних колесах трактора при введении межколесной связи. - В сб.: Автотракторостроение. Автоматизированные системы управления автомобилей, тракторов и их двигателей, 1978, вып. 10.

УДК 629.114.2-587

В.В.Ванцевич, А.Х.Лефаров, Н.П.Короц

#### АЛГОРИТМ И РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ СИЛ ПО КОЛЕСАМ БЛОКИРОВАННОЙ ОСИ НА ПОВОРОТЕ

Для повышения проходимости машин применяют принудительное, а также автоматическое блокирование дифференциалов, в частности самоблокирующиеся дифференциалы. Использование этих механизмов определяет закон распределения тяговых сил между мостами и колесами машины, что влияет на ее эксплуатационные свойства, например на поворачиваемость. Поэтому важно знать закон распределения тяговых усилий.

В данной статье излагается методика определения сил тяги и буксований колес блокированной оси на повороте. Функциона-