

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-

льная связь между реализуемым коэффициентом сцепления колеса φ_p и его буксованием δ описывается уравнением экспоненты [1].

С началом поворота начинается перераспределение тяговых усилий между колесами в сторону увеличения тяги на внутреннем и уменьшения на наружном колесе. Сумма их при этом остается постоянной. Сказанное можно показать с помощью уравнений

$$\varphi_p'' = \varphi (1 - e^{-k\delta''}) ; \quad (1)$$

$$\varphi_p' = \varphi (1 - e^{-k\delta'}) ; \quad (2)$$

$$\varphi_p'' + \varphi_p' = 2 \varphi_p, \quad (3)$$

где φ_p'' и φ_p' - реализуемые коэффициенты сцепления внутреннего и наружного колес на повороте; φ_p - при прямом движении; δ'' и δ' - буксования колес, соответствующие коэффициентам φ_p'' и φ_p' ; φ - коэффициент сцепления колеса; k - коэффициент пропорциональности, определяемый свойствами шин и грунта.

Значения φ и k определяются на основе данных тяговых испытаний.

Из плана скоростей на повороте получаем уравнение связи между буксованиями колес

$$1 - \delta'' = (1 - \delta') \frac{R - 0,5B}{R + 0,5B}, \quad (4)$$

где B - колея; R - радиус поворота.

Выражения (1), (2), (3), (4), определяющие значения φ_p'' , φ_p' , δ'' и δ' на различных радиусах поворота (для различных углов поворота управляемых колес α), сводим к уравнению

$$X = C - A X^D \quad (5)$$

где $C = 2 - 2 \frac{\varphi_p}{\varphi}$, $D = \frac{R - 0,5B}{R + 0,5B}$, $A = e^{k(D-1)}$, $X = e^{-k\delta'}$.

В случае $\varphi_p' < 0$ и $\delta' < 0$ их значения в выражения (2), (3), (4) подставляем со знаком минус и тогда (5) принимает вид

$$X_1 = E + A X_1^{-D}; \quad (6)$$

где $E = 2 - \frac{\varphi_p}{\varphi}$, $X_1 = e^{k\delta'}$.

Уравнения (5) и (6) решаются относительно X и X_1 методом Вегстейна. Буксование, отнесенное к центру моста, δ_n определяется как среднее арифметическое значение δ'' и δ' .

При достижении φ_p'' величины φ дальнейшее уменьшение радиуса поворота не приведет к перераспределению тяговых усилий. С последующим уменьшением R линейная скорость центра наружного колеса остается постоянной, а линейные скорости центра моста и внутреннего колеса уменьшаются и определяются из плана скоростей на рис. 1, на котором точки a'' , a' и a отражают векторы теоретических скоростей характерных точек моста, а точки b'' , b' и b — векторы их действительных скоростей при прямом движении. Тогда буксование центра моста определится из подобия треугольников $O_d O_{n2} O'_{n2}$ и $O_{n2} O_{n2} O_{n2}$

$$\delta_n = \frac{0,5 B + R \cdot \delta'_{\min}}{0,5 B + R}, \quad (7)$$

а коэффициент, характеризующий потери скорости точки O'' — из подобных треугольников $O_{n2} O_{n2} O_{n2}$ и $O''_{n2} O_{n2} O''_{n2}$

$$\delta_\varphi'' = 1 - \frac{(1 - \delta_n)(R - 0,5 B)}{R}. \quad (8)$$

В случае $\varphi'' = \varphi$ и $\varphi'_p < 0$ в уравнении (7) $\delta' < 0$

$$\delta_n = \frac{0,5 B - R \delta'_{\min}}{R + 0,5 B}. \quad (9)$$

Последовательность решения полученных уравнений представляет собой алгоритм по определению силовых и кинематических параметров колес заблокированной оси на повороте.

Блок-схема алгоритма представлена на рис. 2. На основе алгоритма и блок-схемы была составлена программа расчета на языке программирования "ФОРТАН" для ЭВМ ЕС-1022.

Пример расчета для трактора МТЗ-80 с заблокированным межколесным приводом при движении по слежавшейся пахоте приведен на рис. 3.

Из рис. 3 видно уменьшение φ'_p и возрастание φ''_p с увеличением угла поворота управляемых колес α . Видно, что на повороте буксование δ_n центра моста возрастает по сравнению со своим значением при прямом движении трактора. Это ведет к некоторому снижению поступательной скорости трактора на повороте.

Предложенная методика позволяет проводить более точные расчеты кинематики и динамики ведущего моста на повороте

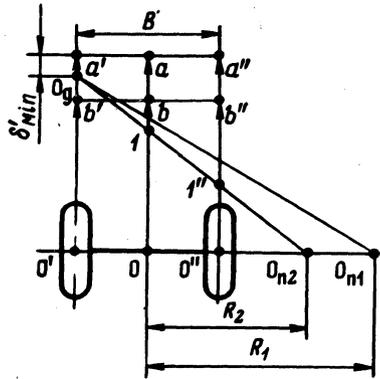


Рис. 1. План скоростей точек моста на повороте при $\varphi_p'' = \varphi$.

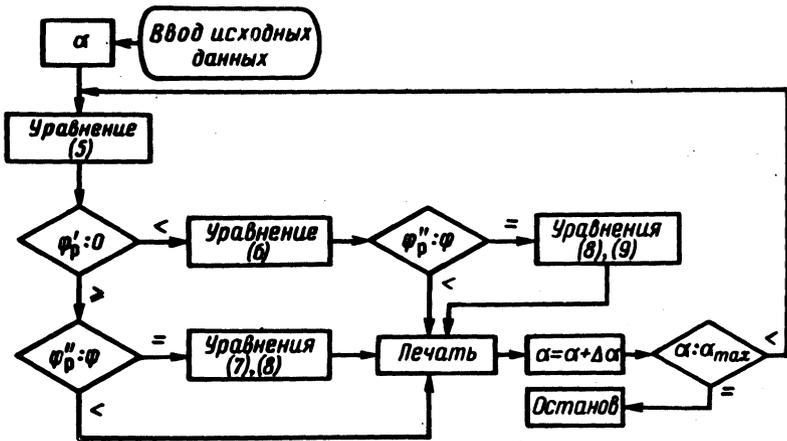


Рис. 2. Блок-схема алгоритма распределения тяговых сил и буксований колес блокированной оси на повороте.

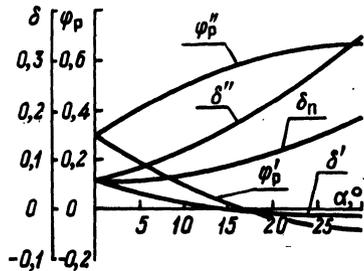


Рис. 3. Зависимость φ_p'' , φ_p' , δ'' и δ' от угла поворота управляемых колес α .

при нелинейной зависимости между силой тяги и буксованием колес.

Л и т е р а т у р а

1. Guskov V.V. Making the 4 w.d. more competitive Some theoretical aspects of the performance vis a vis the 2 w.d. - J. Farm machine design Engineering. England, 1968, Dec.

УДК 629.113-592

Ю.М.Жуковский

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАКТОРОВ

Основными факторами, влияющими на механические и фрикционные свойства пар трения тормозных механизмов, являются их объемная и поверхностная температуры, а также температурный градиент. При высоких температурах существенно меняются механические свойства фрикционных материалов и характер взаимодействия элементов пар трения [1-3].

В конструкции серийных тормозных механизмов тракторов "Беларусь" кл. 14 кН используется эффект самоусиления. Это приводит к заклиниванию механизмов даже при служебных торможениях. В Отраслевой НИЛ колесных тракторов и на кафедре "Тракторы" БПИ созданы конструкции дисковых тормозных механизмов прямого действия с пневматическим приводом. Режимы работы этих тормозных механизмов существенно отличаются от режимов работы серийных конструкций, поэтому возникла необходимость их теплового расчета.

Динамическая схема для исследования энергетического баланса процесса торможения трактора в общем случае изображена на рис. 1. Если при торможениях с высокой интенсивностью можно пренебречь силами сопротивления качению, силами трения в трансмиссии и силой сопротивления воздуха, так как величина тормозных сил доходит до 98% от всех замедляющих сил [4-6], то при некоторых исследованиях, например при испытаниях типа II [7,8], пренебрежение этими силами сопротивления недопустимо вследствие того, что они соизмеримы с тормозными силами. Сила сопротивления движению трактора определяется следующим выражением:

$$P_c = P_T + P_f + P_T' + P_{сц} \cos \gamma + P_B - m_T g \sin \alpha, \quad (1)$$