

Автоматизированную систему управления тормозами тракторного поезда нужно проектировать так, чтобы по мере увеличения эффективности торможения последнего на дорогах с различными коэффициентами сцепления первыми блокировались колеса передней оси прицепа, затем задней оси прицепа и в последнюю очередь задней оси трактора.

Л и т е р а т у р а

1. Скуртуп А.И. Исследование устойчивости движения тракторного поезда на базе трактора класса 14 кН при торможении: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1980. – 18 с.

УДК 629.114.2

С.И.Стригунов, А.Х.Лефаров, д-р техн.наук (БПИ)

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ НАГРУЗОК И БУКСОВАНИЙ ПО ВЕДУЩИМ МОСТАМ ТРАКТОРА 4 х 4 С АВТОМАТИЗИРОВАННЫМ МЕЖОСЕВЫМ ПРИВОДОМ

Как показывают исследования и опыт эксплуатации тракторов 4 х 4, наилучшие тягово-сцепные свойства последних обеспечиваются при блокировании межосевого привода путем принудительного (тракторы Т-150К, К-701) или автоматизированного (тракторы МТЗ) подключения одного из ведущих мостов. Однако заблокированный межосевой привод и вызываемое им кинематическое несоответствие усложняют решение задачи установления закона распределения и перераспределения тяговых нагрузок и буксований по ведущим мостам трактора 4 х 4 в зависимости от значений суммарной касательной силы тяги $P_{к.с}$, а также некоторых конструктивных параметров трактора. В то же время указанное распределение – исходное условие при определении таких эксплуатационных свойств тракторов 4 х 4, как экономичность, поворачиваемость, нагрузочные режимы силовых приводов и др. [1]. Кроме того, трактор, в отличие от автомобиля, – в основном тяговая машина, предназначенная для выполнения определенных сельскохозяйственных операций. Последние характеризуются заданным тяговым сопротивлением, поэтому в качестве основного расчетного параметра при оценке тягово-сцепных и других эксплуатационных свойств полноприводных колесных тракторов необходимо принять величину $P_{к.с}$.

Рассмотрим, какие факторы определяют закон распределения тяговых нагрузок и буксований по ведущим мостам трактора 4 х 4 с заблокированным межосевым приводом. В качестве исход-

ного условия при этом установим аналитические зависимости между касательной силой тяги P_{ki} и буксованием δ_i колес каждого из ведущих мостов. Исследования показывают, что при работе трактора на мягких грунтах со значительными крюковыми нагрузками указанные зависимости наилучшим образом аппроксимируются экспоненциальной функцией [2]. Таким образом, касательные силы тяги колес переднего ведущего моста (ПВМ), заднего ведущего моста (ЗВМ) и в целом трактора 4 x 4 можно представить следующим образом:

$$\begin{cases} P_{k1} = \varphi_{p1} G_1 = \varphi_{p1} G_1 (1 - e^{-k_1 \delta_1}); \\ P_{k2} = \varphi_{p2} G_2 = \varphi_{p2} G_2 (1 - e^{-k_2 \delta_2}); \\ P_{к.с} = P_{k1} + P_{k2}, \end{cases} \quad (1)$$

где $\varphi_1, \varphi_2, k_1, k_2$ - постоянные эмпирические коэффициенты; G_1, G_2 - сцепные веса, приходящиеся на ПВМ и ЗВМ; $\varphi_{p1}, \varphi_{p2}$ - реализуемые коэффициенты сцепления ПВМ и ЗВМ.

В выражении (1) G_1 и G_2 - величины переменные, зависящие от распределения веса трактора G по ведущим мостам в статике и величины крюковой нагрузки $P_{кр}$. Перераспределение веса от величины $P_{кр}$ можно определить из уравнений равновесия для случая равномерного прямолинейного движения трактора по ровной опорной поверхности [3]. Обозначив $\lambda_1 = G_1/G$ и $\lambda_2 = G_2/G$, получим

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{G_{1ст}}{G} - \frac{P_{кр}}{G} \frac{h_{кр}}{L}; \\ \lambda_2 &= \frac{G_{2ст}}{G} + \frac{P_{кр}}{G} \frac{h_{кр}}{L}, \end{aligned}$$

где $h_{кр}, L$ - соответственно высота приложения крюковой нагрузки и продольная база трактора; $G_{1ст}, G_{2ст}$ - весовые нагрузки ПВМ и ЗВМ в статике.

Тогда выражение для $P_{к.с}$ из формулы (1) запишется следующим образом:

$$\frac{P_{к.с}}{G} = \varphi_{p1} \lambda_1 + \varphi_{p2} \lambda_2. \quad (2)$$

Для определения связи между буксованиями центров ПВМ и ЗВМ, когда в движителе трактора имеет место конструктивное кинематическое несоответствие m , воспользуемся известным уравнением [1]

$$1 - m = \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1}. \quad (3)$$

Далее установим закон распределения касательных сил тяги по ведущим мостам трактора 4 x 4 с блокированным межосевым приводом для случая, когда тяговые усилия обоих ведущих мостов находятся в пределах их положительных значений. Для этого необходимо решить систему из четырех уравнений (1), (2), (3), содержащих четыре неизвестные $\delta_1, \varphi_{p1}, \delta_2, \varphi_{p2}$. В рассматриваемом случае система уравнений запишется следующим образом:

$$\begin{cases} \varphi_{p1} = \varphi_1 (1 - e^{-k_1 \delta_1}); \\ \varphi_{p2} = \varphi_2 (1 - e^{-k_2 \delta_2}); \\ \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1} = 1 - m; \\ \lambda_1 \varphi_{p1} + \lambda_2 \varphi_{p2} = \frac{P_{к.с.}}{G}. \end{cases} \quad (4)$$

Для решения преобразуем полученную систему уравнений к выражению вида $x = f(x)$. Обозначим

$$x = e^{-k_1 \delta_1}, \quad y = e^{-k_2 \delta_2},$$

тогда

$$1 - m = \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1} = \frac{k_1 k_2 + k_1 \ln e^{-k_2 \delta_2}}{k_1 k_2 + k_2 \ln e^{-k_1 \delta_1}} = \frac{k_1 k_2 + \ln y \cdot k_1}{k_1 k_2 + \ln x \cdot k_2},$$

$$\text{или } e^{-k_1 k_2 m} = \frac{y^{k_1}}{x (1 - m) k_2}.$$

Раскрыв последнее выражение и подставив значение y в четвертое из уравнений системы (4), после преобразований получим

$$x = 1 - \frac{P_{к.с.}}{\lambda_1 \varphi_1 G} + \frac{\lambda_2 \varphi_2}{\lambda_1 \varphi_1} \left(1 - e^{-\frac{k_1 m (1 - m) k_2}{x} / k_1}\right). \quad (5)$$

Уравнение (5) имеет вид $x = f(x)$ и может быть решено итерационным методом Вегстейна относительно x . Определив из (5) x , последовательно находим искомые величины

$$\begin{cases} \delta_1 = -\frac{1}{k_1} \ln x; \quad \delta_2 = (1 - m) \delta_1 + m; \\ \varphi_{p1} = \varphi_1 (1 - x); \quad P_{к1} = \varphi_{p1} G_1, \quad P_{к2} = P_{к.с.} - P_{к1}. \end{cases} \quad (6)$$

Если касательные силы тяги мостов имеют разные знаки вследствие значительного кинематического несоответствия, исходные уравнения системы (4) несколько изменяются. Например,

при $P_{k1} < 0$ и $P_{k2} > 0$ (положительные значения кинематического несоответствия) получаем

$$\begin{cases} \varphi_{p1} = -\varphi_1(1 - e^{k_1\delta_1}); \\ \varphi_{p2} = \varphi_2(1 - e^{-k_2\delta_2}); \\ \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1} = 1 - m; \\ \lambda_1\varphi_{p1} + \lambda_2\varphi_{p2} = \frac{P_{к.с}}{G}. \end{cases}$$

Обозначив $x = e^{k_1\delta_1}$ и $y = e^{-k_2\delta_2}$, после преобразований системы уравнений получим

$$x = 1 + \frac{P_{к.с}}{\lambda_1\varphi_1 G} - \frac{\lambda_2\varphi_2}{\lambda_1\varphi_1} (e^{-k_2m} \frac{(m-1)k_1/k_2}{x} - 1). \quad (7)$$

Соответственно для случая, когда $P_{k1} > 0$ и $P_{k2} < 0$ (отрицательные значения кинематического несоответствия), изменяется второе из уравнений системы (4) $\varphi_{p2} = -\varphi_2(1 - e^{-k_2\delta_2})$.

Обозначив $x = e^{-k_1\delta_1}$ и $y = e^{k_2\delta_2}$, получим после преобразований для рассматриваемого случая:

$$x = 1 - \frac{P_{к.с}}{\lambda_1\varphi_1 G} + \frac{\lambda_2\varphi_2}{\lambda_1\varphi_1} (e^{-k_2m} \frac{(m-1)k_2/k_1}{x} - 1). \quad (8)$$

Определенная последовательность решения уравнений (5-8) представляет собой алгоритм по установлению закона распределения касательных сил тяги по ведущим мостам трактора 4 x 4 с заблокированным межосевым приводом при наличии в последнем конструктивного кинематического несоответствия. На основе алгоритма составлена программа расчета тягово-сцепных свойств трактора 4 x 4 с заблокированным межосевым приводом для ЭЦВМ ЕС-1022, реализованная на языке программирования ФОРТРАН-IV. Расчеты выполнялись применительно к трактору МТЗ-142 при следующих значениях исходных данных:

$$h_{кр} = 0,75 \text{ м}, L = 2,61 \text{ м}, G_{1ст} = 25,3 \text{ кН}, G_{2ст} =$$

$$= 30,7 \text{ кН}, \varphi_1 = 0,51, \varphi_2 = 0,71, k_1 = 7,4, k_2 = 9,1.$$

Результаты расчетов представлены на графиках (рис. 1-3). Из анализа графиков следует, что основными факторами, влияющими на значение развиваемой колесами ведущего моста касательной силы тяги, являются: размеры и характеристики шин,

вид опорной поверхности, значений тяговой нагрузки, соотношение буксовых δ_1 и δ_2 , определяемое значением конструктивного кинематического несоответствия m . С увеличением суммарной касательной силы тяги возрастают и тяговые нагрузки ведущих мостов, причем указанные зависимости близки к линейным. Введение положительного кинематического несоответствия является причиной перераспределения тяговых нагрузок мостов в сторону их увеличения на ЗВМ и уменьшения на ПВМ. В этом случае возникает отрицательная сила тяги у колес ПВМ. Например, при $m = 0,04$ ПВМ подключается в ведущий режим работы трактора МТЗ-142 на поле, подготовленном под посев, лишь при $P_{к.с} \geq 6,8$ кН. Увеличение кинематического несоответствия до значения $m = 0,06$ вызывает в свою очередь увеличение тяговой нагрузки — $P_{к.с} \geq 9,7$ кН. Наоборот, отрицательное кинематическое несоответствие перераспределяет тяговые нагрузки мостов в сторону их увеличения на ПВМ и уменьшения на ЗВМ. Так, при $m = -0,06$ и $P_{к.с} = 12$ кН касательная сила тяги колес ПВМ увеличилась, а колес ЗВМ уменьшилась приблизительно на 2 кН по сравнению с трактором МТЗ-142, в заблокированном приводе которого $m = 0$ (рис. 1).

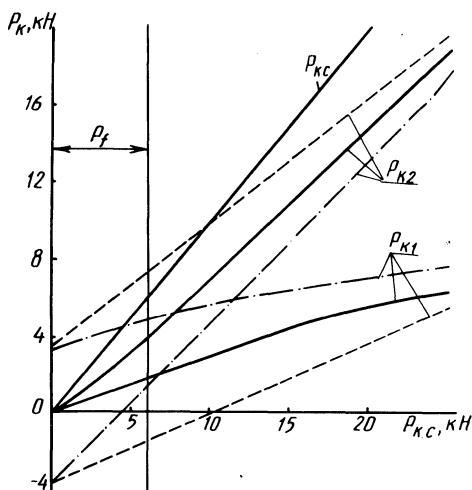


Рис. 1. Распределение касательных сил тяги по ведущим мостам трактора МТЗ-142 (поле под посев, $G = 56$ кН):

— $m = 0$; - - - - $m = 0,06$; - · - · - $m = -0,06$.

Изложенный выше метод позволяет определять на стадии проектирования касательные силы тяги и буксования колес каждого из ведущих мостов трактора в отдельности, а также буксование в целом трактора 4×4 . Последнее рассчитывается по формуле

$$\delta_y = \frac{N\delta_1 + N\delta_2}{N_v + N\delta_1 + N\delta_2}, \quad (9)$$

где N_v — мощность, передаваемая остоу трактора; $N\delta_1, N\delta_2$ — потери мощности на буксование ПВМ и ЗВМ.

Подставив в (9) значения входящих в него величин [1], получим уравнение для определения δ_y трактора 4×4 с заблокированным межсоединением в общем случае его равномерного

прямолинейного движения, т. е. когда не одинаковы сцепные условия и весовые нагрузки колес ведущих мостов и $m \neq 0$.

$$\delta_y = \frac{(1 - m)\delta_1 P_{к1} + \delta_2 P_{к2}}{(1 - \delta_2)P_{к.с} + (1 - m)\delta_1 P_{к1} + \delta_2 P_{к2}}$$

На рис. 2 представлены кривые буксований трактора МТЗ-142 при его работе на поле, подготовленном под посев. Из рис. 2 следует, что наименьшие значения δ_y этого трактора имеют место при $m = 0$. Наличие в движителе трактора как положительного, так и равного ему отрицательного кинематического несоответствия ведет к увеличению условного буксования в целом трактора 4 x 4, причем при $m < 0$ (забегание колес ПВМ) величины δ_y несколько меньше, чем при $m > 0$ (забегание колес ЗВМ).

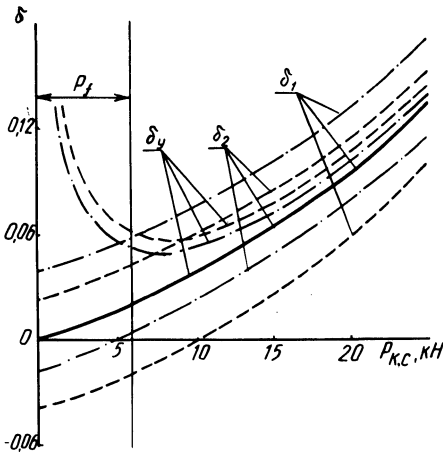


Рис. 2. Буксования ведущих мостов и в целом трактора МТЗ-142 (поле под посев , $G = 56$ кН). Условные обозначения см. рис.1.

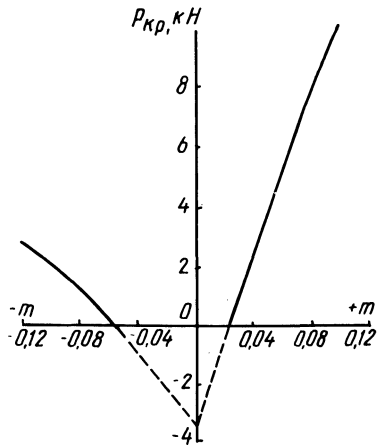


Рис. 3. Тяговая нагрузка, соответствующая подключению одного из ведущих мостов трактора МТЗ-142 в ведущий режим (поле под посев, $G = 56$ кН).

На рис. 3 представлена расчетная зависимость наименьшей тяговой нагрузки, при которой для данных почвенных условий и конструктивных параметров трактора МТЗ-142 один из его ведущих мостов подключается в ведущий режим, от величины и знака кинематического несоответствия. Указанные зависимости несимметричны относительно оси $P_{кр}$. При введении одинакового по величине, но разного по знаку кинематического несоответствия для подключения в ведущий режим колес ЗВМ необходимо приложить гораздо меньшую нагрузку на крюке трактора. Последнее связано с особенностями компоновки тракторов МТЗ: с

различием в размерах и весовых нагрузках колес ПВМ и ЗВМ. Зона, ниже кривых (рис. 3), соответствует режимам циркуляции в межосевом приводе трактора 4 x 4 "паразитной" мощности. На тракторах МТЗ такие режимы работы исключают путем автоматизации включения ПВМ посредством установки в привод последнего обгонных муфт.

Установление распределения тяговых нагрузок по ведущим мостам трактора 4 x 4 в зависимости от схемы силового привода указанным выше методом имеет то преимущество, что неизвестные величины касательных сил тяги и буксований определяются на стадии проектирования в зависимости от заданной величины основного расчетного параметра трактора - суммарной тяговой нагрузки, а также от заданных значений конструктивных параметров трактора - величин m , $h_{кр}$, L и др. с учетом нелинейности зависимости между касательной силой тяги и буксованием и перераспределения веса трактора от значений кривоковой нагрузки. Кроме того, разработанный метод позволяет путем машинного эксперимента определять и сравнивать на стадии проектирования эксплуатационные показатели тракторов 4 x 4 с заблокированным межосевым приводом различного конструктивного исполнения.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. - М., 1972. - 147 с. 2. Guskov V.V. Making the 4 w. d. more competitive. - J.Farm machine design engineering. England, 1968, December, p. 42 - 46. 3. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. - Минск, 1977, ч. 2. - 384 с.

УДК 629.114 - 597.5

А.М.Расолько, канд.техн.наук,
А.Э.Павлович (БПИ)

К ВОПРОСУ СНИЖЕНИЯ УСИЛИЯ НА ПЕДАЛИ УПРАВЛЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ТОРМОЗОВ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В последнее время в автотракторостроении все большее внимание уделяется такому эксплуатационному качеству, как удобство использования систем управления, поскольку от него в большой степени зависит производительность труда водителя. Что касается тормозной системы, то удобство ее использования оценивается усилием на тормозной педали [1].