

жны быть выбраны так, чтобы отношение p_{o2} и p_{o1} изменялось обратно пропорционально отношению h_1 и h_2 , т.е. глубина колеи от передних колес должна быть значительно меньше, чем от задних.

На основании зависимости (10) можно сделать важный для практики вывод: в общем случае параметры многоосной ходовой системы можно считать удовлетворительными, если коэффициенты объемного сжатия почвы k_1 и k_2 в контактах колес различных осей равны между собой. В этом случае обеспечивается силовое (динамическое) соответствие колес различных осей.

Л и т е р а т у р а

1. Лефаров А.Х., Кабанов В.И. К вопросу о КПД колесного двигателя многоприводного автомобиля. - Автомобильная промышленность, 1976, № 12. 2. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Соппротивление качению автомобилей и автопоездов. - М., 1975, с. 44 - 52. 3. Ишлинский А.Ю. Теория сопротивления перекатыванию (трения качения) и смежных явлений. - В кн.: Всесоюз. конф. по трению и износу в машинах. М. - Л., 1940. т. 2. 4. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий. - В кн.: Вопр. с.-х. механики. Минск, 1964, т. XIII.

УДК 629.113:621.43.018.2

А.Т.Скойбеда

О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС МНОГООСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Вопросы взаимодействия ведущих колес многоосных транспортных систем имеют важное значение, так как силовое (динамическое) и кинематическое несоответствие их вызывает перераспределение тяговых сил между мостами и перегрузку приводов отдельных осей, повышает сопротивление движению и эксплуатационный расход топлива, ухудшает управляемость [1, 2].

При исследовании тяговых качеств полноприводных машин некоторые авторы приходят к выводу, что одним из важнейших требований к ходовым системам является равенство бук-

сований колес различных осей [3]. Однако это справедливо для частного случая движения по недеформируемой поверхности, когда кинематические параметры и весовые нагрузки колес различных осей отличаются незначительно.

Рассмотрим общий случай движения, когда колеса ведущих осей катятся по поверхностям, имеющим различные несущие способности. В этом случае касательные силы тяги отдельных колес определяются зависимостями [4]

$$P_k = \mu G_k + \sigma F_B, \quad (1)$$

где μ - коэффициент трения опорной поверхности баллона о почву; G_k - нагрузка на колесо с учетом веса самого колеса; σ - горизонтальное напряжение почвы; F_B - сумма вертикальных проекций почвозацепов, находящихся в контакте с почвой.

Используя эмпирическую зависимость Г.М.Беккера между сдвигом и напряжением сдвига, а также экспоненциальную зависимость коэффициента трения от величины скольжения [5], получим

$$P_k = G_k \mu_{\max} \left(1 - e^{-\frac{\alpha \delta}{\mu_{\max}}} \right) + F_B \sigma_{\max} \left(1 - e^{-\frac{l \delta}{k}} \right), \quad (2)$$

где μ_{\max} - предельное значение коэффициента трения; α - константа, зависящая от характеристики почвы; δ - коэффициент буксования; l - длина участка контакта; k - модуль деформации кривой "напряжение - сдвиг".

Зависимость между минимальным напряжением сдвига σ_{\max} и нормальным давлением q на почву будет [5]

$$\sigma_{\max} = q \operatorname{tg} \psi + c, \quad (3)$$

где c и $\operatorname{tg} \psi$ - контакты, зависящие от свойства почвы.

Если учесть равенство $G_k = qF$, где F - площадь опорной поверхности колеса, тогда

$$P_k = q \left[F \mu_{\max} \left(1 - e^{-\frac{\alpha \delta}{\mu_{\max}}} \right) + F_B (\operatorname{tg} \psi + c) \left(1 - e^{-\frac{l \delta}{k}} \right) \right]. \quad (4)$$

Коэффициент сцепления колеса с почвой

$$\varphi = \frac{P_k}{G_k} = \left[\mu_{\max} \left(1 - e^{-\frac{\alpha \delta}{\mu_{\max}}} \right) + \frac{F_B}{F} (\operatorname{tg} \psi + c) \left(1 - e^{-\frac{l \delta}{k}} \right) \right]. \quad (5)$$

Касательная сила тяги полноприводных многоосных машин определяется суммой

$$\sum P_k = \sum_{i=1}^n G_{ki} \varphi_i, \quad i=1,2,\dots,n, \quad (6)$$

где n – количество ведущих осей; G_{ki} – весовая нагрузка ведущей оси; φ_i – среднее значение коэффициента сцепления колес оси с опорной поверхностью.

Для машин с двумя ведущими осями

$$\begin{aligned} \sum P_k = & G_{k1} \left[\mu_{\max} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_1 \delta_1}{\mu_{\max}}} \right) + \frac{F_{B1}}{F_1} (\operatorname{tg} \psi + c) \times \right. \\ & \left. \times \left(1 - e^{-\frac{l_1 \delta_1}{k_1}} \right) \right] + G_{k2} \left[\mu_{\max} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_2 \delta_2}{\mu_{\max}}} \right) + \frac{F_{B2}}{F_2} (\operatorname{tg} \psi + \right. \\ & \left. + c) \left(1 - e^{-\frac{l_2 \delta_2}{k_2}} \right) \right]. \quad (7) \end{aligned}$$

Из условия равенства поступательных скоростей передней и задней ведущих осей уравнение, связывающее их буксования, будет

$$v_{T1} (1 - \delta_1) = v_{T2} (1 - \delta_2),$$

откуда найдем

$$\delta_1 = 1 - \frac{1}{K_H} (1 - \delta_2);$$

$$\delta_2 = 1 - K_H (1 - \delta_1), \quad (8)$$

где $K_H = r_{k1} i_2 / r_{k2} i_1$ - коэффициент, характеризующий согласование угловых скоростей колес передней и задней ведущих осей: r_{k1} , r_{k2} - радиусы качения соответственно забегающей и отстающей осей; i_1 , i_2 - передаточные числа трансмиссии к колесам забегающей и отстающей осей

Приравняв первую производную выражения ΣP с учетом зависимости (8) по параметру K_H к нулю и решив полученное уравнение относительно K_H , найдем оптимальные его значения, при которых суммарная касательная сила тяги будет максимальной:

$$G_{k1} \alpha_1 e^{-\frac{\alpha_1 \delta_1}{\mu_{\max}}} \frac{\partial \delta_1}{\partial K_H} + \frac{F_{B1}}{F_1} l_1 \frac{\partial \delta_1}{\partial K_H} e^{-\frac{\delta_1 l_1}{K_1}} +$$

$$+ G_{k2} \alpha_2 (1 - K_H \frac{\partial \delta_1}{\partial K_H} + \delta_1) + \frac{F_{B2}}{F_2} l_2 (1 - K_H \frac{\partial \delta_1}{\partial K_H} +$$

$$- \frac{l_2 [1 - K_H (1 - \delta_1)]}{K_2} + \delta_1) e = 0. \quad (9)$$

Значения частных производных $\partial \delta_1 / \partial K_H$ найдем, построив графики зависимости $\delta_1 = f(K_H)$, как тангенсы углов их наклона к оси K_H .

Графические зависимости (рис.1), построенные на основании формулы (8), показывают, что значения $\partial \delta_1 / \partial K_H$ не постоянны для различных величин δ_2 и изменяются в пределах от 0,8 до 0,7 при δ_2 , равном 0,1 и 0,2.

После преобразования зависимости (9) получим

$$K_{H \text{ опт}} = \frac{1 - N\delta_1 - M}{1 - \delta_1},$$

где

$$N = \frac{K_2 K_1 \alpha_1 + 1_1 \mu_{\max}}{K_1 K_2 \alpha_2 + 1_2 \mu_{\max}} ; \quad (10)$$

$$M = \frac{K_2 \mu_{\max}}{K_2 1_2 + 1_2 \mu_{\max}} \ln \left[\frac{G_{K1} \alpha_1 \left(\frac{\partial \delta_1}{\partial K_H} \right)^2 1_1 \frac{F_{B1}}{F_1}}{G_{K2} \alpha_2 \frac{\delta_2^2}{2} \frac{F_{B2}}{F_2}} \right] .$$

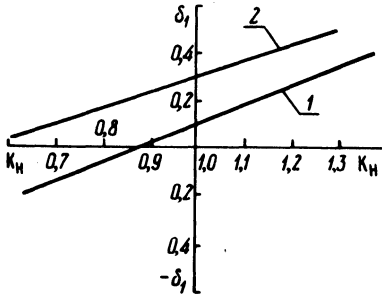


Рис. 1. Графические зависимости буксования δ от кинематического рассогласования K_H :
1 — $\delta_2 = 0,1$; 2 — $\delta_2 = 0,3$.

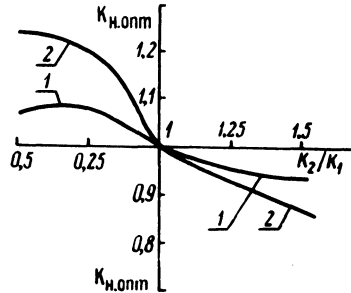


Рис. 2. Зависимость оптимальных значений коэффициентов кинематического рассогласования от коэффициентов объемного смятия почвы в контактах передних k_1 и задних k_2 колес:
1 — $\delta_2 = 0,1$; 2 — $\delta_2 = 0,2$.

Для приближенных расчетов можно допустить, что выражение M в формуле (10) стремится к нулю, а $(K_1 \alpha_1 + 1_1 \mu_{\max}) / (K_2 \alpha_2 + 1_2 \mu_{\max}) \approx 1$, тогда оптимальные значения коэффициентов кинематического рассогласования будут

$$K_{H, \text{опт}} = \frac{1 - \frac{k_2}{k_1} \delta_1(2)}{1 - \delta_1(2)} . \quad (11)$$

Применительно к трактору "Беларусь" МТЗ-82, у которого забегающей является задняя ось, при движении по минеральной почве, подготовленной под посев, для задних колес, катящихся по следу передних, $k_2 = 0,325$ см, а $k_1 = 0,265$ см. Тогда при буксовании задних колес $\delta_2 = 0,1$ оптимальное кинематическое рассогласование $K_{н.опт} = 0,975$, т.е. передние колеса должны быть забегающими. Буксование забегающих колес будет

$$\delta_1 = \frac{1 - K_{н.опт}}{(k_2/k_1) - K_{н.опт}} \quad (12)$$

После подстановки приведенных выше данных получим $\delta_1 = 16,5\%$, т.е. для достижения максимальной тяги буксование передних колес должно быть выше, чем задних, если $k_2 > k_1$.

Значения оптимальных коэффициентов рассогласования в зависимости от отношения k_2/k_1 представлены на рис. 2 и показывают, что равенство буксований колес двух ведущих осей соответствует максимальным тяговым качествам только в одном случае - при $k_2 = k_1$. При этом соблюдается как силовое, так и кинематическое согласование ведущих осей.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля, Избр. труды, - М., 1956, т. 1.
2. Влияние типа силового привода трехосного автомобиля на расход топлива при движении по твердой опорной поверхности / А.В. Филюшкин, Н.Ф. Бочаров, П.П. Пугин, В.М. Семенов. - Автомобильная промышленность, 1966, № 1.
3. Лефаров А.Х., Кабанов В.И. К вопросу о КПД колесного движителя многоприводного автомобиля. - Автомобильная промышленность, 1976, № 12.
4. Львов Е.Д. Теория трактора. - М., 1960, с. 38-43.
5. Беккер Г.М. Введение в теорию систем местность - машина. - М., 1973.