

и от геометрических параметров подвески. Например, с увеличением угла наклона нижнего рычага подвески β_0 жесткость подвески уменьшается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Reimpell J. Fahrwerktechnik, Bd 2, Vogel-Verlag, 1970. 2. Shurawlew S., Springer H. Berechnung der Eigenfrequenzen hydropneumatisch gefederter Fahrzeuge. — Automobil-Industrie, 2/78, S. 54—61.

УДК 629.114.2.073.386

А.Ф. АНДРЕЕВ, канд.техн.наук (БПИ)

ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА МНОГООСНОГО ТРАКТОРА

Одним из направлений поисково-перспективных работ в тракторостроении является использование тяговых свойств колесных тракторов с числом ведущих осей более двух [1, 2]. В статье излагаются общие принципы тягового расчета многоосного трактора. Для удобства расчета в работе рассматривается эквивалентная схема трактора, в которой два колеса каждого моста с межколесным дифференциальным приводом заменены одним условным средним колесом, радиус качения которого в ведомом режиме определяется по формуле [3]

$$r_i = \frac{2 r_{iп} r_{iл}}{r_{iп} + r_{iл}},$$

где $r_{iп}$ и $r_{iл}$ — радиусы качения в ведомом режиме левого и правого колес i -го моста. В общем случае радиусы r_i не равны друг другу и передаточные числа u_i от вторичного вала коробки передач к колесам ведущих мостов различны. Это вызывает необходимость определения теоретической скорости трактора v_T как произведения угловой скорости ω вторичного вала коробки передач на приведенный кинематический параметр R_T : $v_T = \omega R_T$ [2].

Действительная скорость трактора v меньше v_T из-за потери на буксование движителей. Обозначая относительную потерю скорости трактора символом δ_T , можем записать $v = \omega R_T (1 - \delta_T)$.

Относительная потеря скорости средним колесом i -го моста характеризуется коэффициентом буксования δ_i :

$$\delta_i = 1 - R_T (1 - \delta_T) \frac{u_i}{r_i}. \quad (1)$$

Из этой формулы видно, что при $\delta_T = 0$ и $R_T \neq \frac{r_i}{u_i}$ существует некоторое буксование колес

$$m_i = 1 - R_T \frac{u_i}{r_i}, \quad (2)$$

которое назовем коэффициентом кинематического несоответствия (или просто кинематическим несоответствием) i -го моста.

Принимая во внимание (2), преобразуем уравнение (1):

$$\delta_i = 1 - (1 - m_i) (1 - \delta_T).$$

Значение R_T найдем, исходя из следующих соображений. Обычно коэффициент m_i мал. Поэтому касательные силы тяги P_i на колесах каждого i -го моста, возникающие при буксировке трактора, пропорциональны m_i :

$$P_i = K_i (1 - R_T \frac{u_i}{r_i}), \quad (3)$$

где K_i — тангенс угла наклона начального линейного участка тяговой характеристики $P_i = f(\delta_i)$ i -го моста. Сумма моментов колес, приведенных ко вторичному валу коробки передач при буксировке трактора, равна нулю:

$$\sum P_i \frac{r_i}{u_i} = 0. \quad (4)$$

Подставляя в уравнение (4) значение P_i из равенства (3) и решая его относительно R_T , получим

$$R_T = (\sum K_i \frac{r_i}{u_i}) / (\sum K_i).$$

Вычислив значения R_T и m_i , можем, задавшись значением δ_T , найти δ_i . Затем, используя аналитические зависимости $P_i = f(\delta_i)$, найдем касательные силы тяги каждого моста.

Мощность, затрачиваемая на буксование движителей,

$$N_\delta = \omega \sum P_i \frac{r_i}{u_i} [1 - (1 - m_i) (1 - \delta_T)].$$

Мощность, подведенная к колесам,

$$N_K = \omega \sum P_i \frac{r_i}{u_i}.$$

Кпд движителей, характеризующий потери на буксование,

$$\eta_\delta = \frac{N_K - N_\delta}{N_K} = (1 - \delta_T) R_T \frac{\sum P_i}{\sum P_i \frac{r_i}{u_i}}.$$

Кпд, характеризующий потери трактора на перекачивание,

$$\eta_f = \frac{P_{кр}}{\Sigma P_i} = \frac{\Sigma P_i - \Sigma f_i z_i}{\Sigma P_i},$$

где $P_{кр}$ — тяговое усилие трактора; f_i — коэффициент сопротивления качению i -го моста; z_i — нормальная реакция почвы на колеса i -го моста.

Тяговый кпд трактора

$$\eta_T = \eta_\delta \eta_f \eta_M = \frac{(1 - \delta_T) P_{кр} R_T \eta_M}{\Sigma P_i \frac{r_i}{u_i}},$$

где η_M — механический кпд трансмиссии.

Т а б л и ц а 1

Основные технические показатели рассматриваемых полноприводных тракторов

Показатели	Колесная формула	
	4К4	6К6
Распределение массы по мостам, кг:		
первый	2040	2040
второй	3060	2040
третий	—	3060
Размер шин мостов, давление воздуха в шинах, МПа:		
первый	16—20/0,11	16—20/0,11
второй	16,9R 38/0,11	16—20/0,11
третий	—	16,9R 38/0,11
Радиус качения колес мостов в ведомом режиме, м:		
первый	0,507	0,507
второй	0,815	0,515
третий	—	0,815
Расстояние от заднего моста до управляемого моста, м:		
первого	2,76	4,00
второго	—	2,76
Передаточное число от вторичного вала коробки передач до колес мостов:		
первого	14,880	14,880
второго	22,575	14,880
третьего	—	22,575

С использованием полученных зависимостей рассчитана тяговая характеристика трактора 6К6 с двумя передними управляемыми мостами (рис. 1), техническая хаарктеристика которого приведена в табл. 1.

Удельная касательная силы тяги i -го моста φ_i рассчитывалась по формуле, полученной на основании теоретических предпосылок [4]:

$$\varphi_i = \varphi_{i \max} \left(1 - \frac{1 - \exp(-B_i |\delta_i|)}{B_i |\delta_i|} \right) \text{sign } \delta_i,$$

где $\varphi_{i \max}$ — максимальная удельная касательная сила тяги i -го моста; B_i — коэффициент, зависящий от механических свойств шины и почвы.

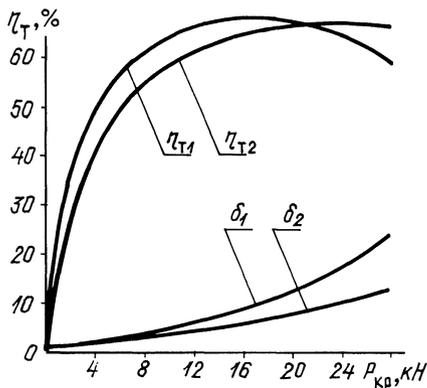


Рис. 1. Зависимость тягового кпд и буксования от крюковой силы тяги тракторов 4К4 и 6К6.

Расчетные зависимости кпд и буксования каждого трактора представлены на рис. 1. Анализ полученных результатов показывает, что применение дополнительного переднего моста с соответствующим увеличением массы трактора позволяет увеличить силу тяги на крюке (при буксовании 14 %) с 21,5 до 29,3 кН при практически одинаковом кпд трактора.

Предложенная методика оценки тягово-цепных свойств тяговых машин дает возможность прогнозировать экономичность полноприводной машины на стадии проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гончаренко С.В., Дочкин В.Г., Чухчин Н.Ф. Теоретическое исследование тягово-цепных свойств колесных тракторов большой мощности. — Тракторы и сельхозмашины, 1980, № 10, с. 3—6.
2. О затратах мощности в движителе полноприводных колесных тракторов/А.Ф. Андреев, В.В. Ванцев

вич, А.Х. Лефаров, С.И. Стригунов. — Тракторы и сельхозмашины, 1983, № 12, с. 8—10. 3. А к с е н о в П.В. Многоосные автомобили. — М.: Машиностроение, 1980. — 207 с. 4. Б е к к е р М.Г. Введение в теорию систем местность—машины. — М.: Машиностроение, 1973. — 520 с. 5. А г е и к и н Я.С. Проходимость автомобилей. — М.: Машиностроение, 1981. — 232 с. 6. Ч у д а к о в Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. — М.: Колос, 1972. — 384 с.

УДК 629.133.2—587

Ю.Е. АГАМАНОВ, канд.техн.наук,
А.Б. БРУЕК (БПИ)

ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ И ПРОХОДИМОСТИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ПОВОРОТЕ

В сельскохозяйственном производстве страны значительный объем работ выполняется колесными тракторами. В связи с ростом энергонасыщенности тракторов важное место занимают вопросы, связанные с повышением эффективности ее использования. Один из путей рационального использования этих мощностей — повышение тяговых свойств и проходимости колесных тракторов. Однако большинство существующих способов повышения тяговых свойств и проходимости приводит к ухудшению их маневренности. Поэтому при выполнении трактором поворотов, на которые затрачивается для трактора МТЗ-82 от 15 до 30 % сменного времени [1], некоторые из этих средств отключаются, например привод к переднему мосту, блокировка межколесных дифференциалов и др. Это приводит к снижению тяговых свойств и проходимости колесных тракторов при криволинейном движении. Следовательно, выбирая средства повышения проходимости, необходимо учитывать и вопросы, связанные с обеспечением их хорошей маневренности.

Если характеризовать распределение тяговых нагрузок коэффициентом $\beta = P_{к1}/P_{к}$, где $P_{к1}$ — сила тяги переднего моста, $P_{к}$ — суммарная сила тяги трактора, то расчеты показывают, что в эксплуатационном диапазоне крюковых нагрузок от 8 до 16 кН оптимальное значение β для трактора МТЗ-82 при работе на стерне составляет 0,26 [2]. Данные наших исследований показывают, что значение коэффициента β для этого трактора находится в пределах 0,18—0,25. Следовательно, для обеспечения наиболее экономичного режима работы с максимальным кпд трактора 4x4 класса 14 кН необходимо увеличить долю тяги переднего ведущего моста в общем тяговом балансе трактора, особенно при криволинейном движении. Этого можно достичь увеличением сцепного веса, приходящегося на передний мост, изменением упругих характеристик и размеров шин ведущих колес, изменением в процессе поворота трактора конструктивного кинематического несоответствия $k_{н}$ в