

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес. – Минск: БГПА, 2000. –96 с.;
2. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986, 75 с.;
3. Андожский В.Д., Даньков А.М., Рогачевский Н.И. Путь трения эвольвентных зубчатых передач. – Известия ВУЗов. Машиностроение, 1988, № 5, с. 22-25.

УДК 629.114.2

А.Т. Скойбеда, О.А. Сонич

УПРАВЛЕНИЕ МЕЖКОЛЕСНЫМИ И МЕЖСОСЕВЫМИ СВЯЗЯМИ МАЛОГАБАРИТНЫХ ТРАКТОРОВ ТЯГОВОГО КЛАССА 0.9

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Развитие современного тракторостроения идет по пути освоения и внедрения широкого мощностного модельного ряда, начиная с мотоблоков и заканчивая универсальными энергонасыщенными машинами. Однако малогабаритным тракторам тягового класса 0.9 уделяется ограниченное внимание. В особенности управлению межколесными и межосевыми связями. Считается, что для тракторов малой мощности системы автоматического управления неприемлемы из-за их сложности и относительно высокой стоимости. В тоже время конструкций принудительной блокировки, при относительной простоте и надежности, используются для преодоления временных препятствий, эффективность которых напрямую зависит от квалификации водителя.

Повышение тягово-сцепных свойств тракторов и автоматизация управления параметрами привода их ходовых систем является одним из основных путей повышения эффективности работы машинно-тракторных агрегатов (МТА). С работой ходовой системы связаны возможности тракторов по созданию тяговой силы и реализации мощности двигателей, рабочая скорость движения и производительность МТА, динамическое воздействие колес и разрушение почвы, потери мощности на передвижение и буксование. Параметры ходовой системы и ее привод определяют динамику взаимодействия колес с опорной поверхностью, нагруженность деталей трансмиссии при разгоне и торможении и долговечность большинства механизмов МТА. Ходовая система и ее привод являются агрегатами, изменение параметров которых влияет практически на весь комплекс основных показателей тракторов.

Анализ основных направлений в повышении тягово-динамических и эксплуатационных качеств колесных тракторов показал, что перспективными являются комплексные методы, улучшающие не только тяговые показатели, но и взаимодействие колес с опорной поверхностью, динамическую нагруженность трансмиссии, тормозные качества, устойчивость движения и т.д.

Одним из наиболее эффективных методов комплексного улучшения основных качеств колесных тракторов является автоматизация управления параметрами ходовой системы и ее привода в тяговом и тормозном режимах движения. Для автоматического управления межосевым приводом колесных машин в настоящее время широко используются блокирующиеся дифференциалы и муфты свободного хода, причем практиче-

ски все типы дифференциалов, устанавливаемые в межколесном приводе, применяются и в межосевых приводах.

При исследовании тяговых качеств тракторов, как правило, приходят к необходимости обеспечения равенства буксований колес различных ведущих осей. Однако это условие может быть выполнено только при постоянстве кинематических параметров колес и одинаковых характеристиках опорных поверхностей под колесами различных осей.

Механические свойства тракторных шин зависят от весовой нагрузки, давления воздуха и величины передаваемого крутящего момента. При этом характеристики шин одной модели отличаются в 1,5 - 2 раза в случае минимальных и максимальных значений весовой нагрузки, давления воздуха и передаваемого крутящего момента. Использование постоянных значений коэффициентов, характеризующих механические свойства тракторных шин, является грубым допущением.

При исследовании процессов взаимодействия ведущего колеса с деформируемой опорной поверхностью необходимо учитывать совместное действие в зоне контакта напряжений сжатия и сдвига. Увеличение напряжений сжатия снижает действие весовой нагрузки на образование колеи. Значения, глубины колеи, полученные без учета напряжений сжатия, не зависят от буксования, что не согласуется с результатами экспериментов.

Зависимости глубины колеи и сопротивления движению от буксования являются весьма сложными. С одной стороны увеличение напряжений сжатия снижает глубину колеи, а с другой - буксование и вынос почвы из зоны контакта увеличивают колею и потери мощности на перекатывание колеса. В результате действия указанных факторов глубина колеи вначале уменьшается до буксования, равного 0,15 - 0,20, а затем резко возрастает вследствие выноса почвы из зоны контакта.

Анализ тягово-сцепных качеств тракторных шин показал, что коэффициенты сцепления шин с опорной поверхностью зависят от весовой нагрузки, влажности и плотности почвы. При этом коэффициент сцепления тракторных шин, движущихся по следу передних, в 1,05 - 1,4 раза выше и максимум к.п.д. колеса достигается для таких шин при различном буксовании, что указывает на необходимость обеспечения большего буксования передних колес, если они катятся по менее плотному грунту.

При неустановившихся режимах движения буксование ведущего колеса зависит от коэффициента неравномерности крюковой нагрузки и существенно увеличивается с возрастанием последнего. Это указывает на необходимость разработки и внедрения средств, снижающих колебания крутящих моментов на ведущих колесах.

Применение принципа неразрывности силового потока, при исследовании взаимодействия ведущих осей позволяет установить общую закономерность: кинематическое рассогласование угловых скоростей колес различных осей равно отношению коэффициентов объемного смятия в контактах шин с опорной поверхностью. Влияния кинематического рассогласования вращения колес различных осей на тяговый к.п.д. ходовой системы при буксовании превышающем 20% незначительно. Однако в пределах буксования до 20% максимальные значения тягового к.п.д. отличаются в 1,05-1,5 раза в зависимости от весовой нагрузки осей и величины их кинематического рассогласования. При движении задних колес по следу передних на рыхлой почве необходимо обеспечивать забегание передних колес на 5-10%. Большие значения залегания передних колес нецелесообразны вследствие резкого увеличения глубины колеи и сопротивления движению.

Для поддержания постоянной скорости движения МТА необходимо создавать опереженный запас тяговой силы трактора, который может использоваться для преодоления временных сопротивлений. Наиболее целесообразно значение коэффициента за-

са тяговой силы 1,2-1,4, так как большие его значения практически не оказывают влияния на изменение средней угловой скорости вращения вала двигателя.

Результаты расчетов показывают, что при заблокированном межосевом приводе нагруженность переднего моста возрастает в случае разгона и торможения. Разгон с ускорением $j_p > 4 \text{ м/с}^2$ при заблокированном приводе сопровождается буксованием передних колес.

При автоматическом управлении межосевым приводом включение его происходит практически мгновенно и с увеличением скорости (уменьшением ускорения) привод автоматически выключается при $j_p = 1,25 \text{ м/с}^2$. При заблокированном приводе дальнейшее увеличение скорости сопровождается появлением тормозных моментов на осях передних колес, что оказывает дополнительное сопротивление движению. В этом заключается преимущество автоматизированного привода осей по сравнению с принудительным включением. Так как нагруженности трансмиссии зависят от продольных ускорений остова машины, то практически всегда будет существовать некоторое ускорение, когда принудительное блокирование межосевого привода при $K_H = 1$ (автомобили и тракторы с 4-мя ведущими колесами одинакового размера) вызывает повышенное сопротивление движению. Это подтверждает необходимость автоматического управления межосевым приводом и величиной кинематического рассогласования. Кинематическое рассогласование при торможении возрастает в 2,0-2,5 раза по сравнению с конструктивным. Блокирование привода в данном случае увеличивает нагруженность переднего моста на 30-45% по сравнению с торможением без кинематического рассогласования скоростей колес.

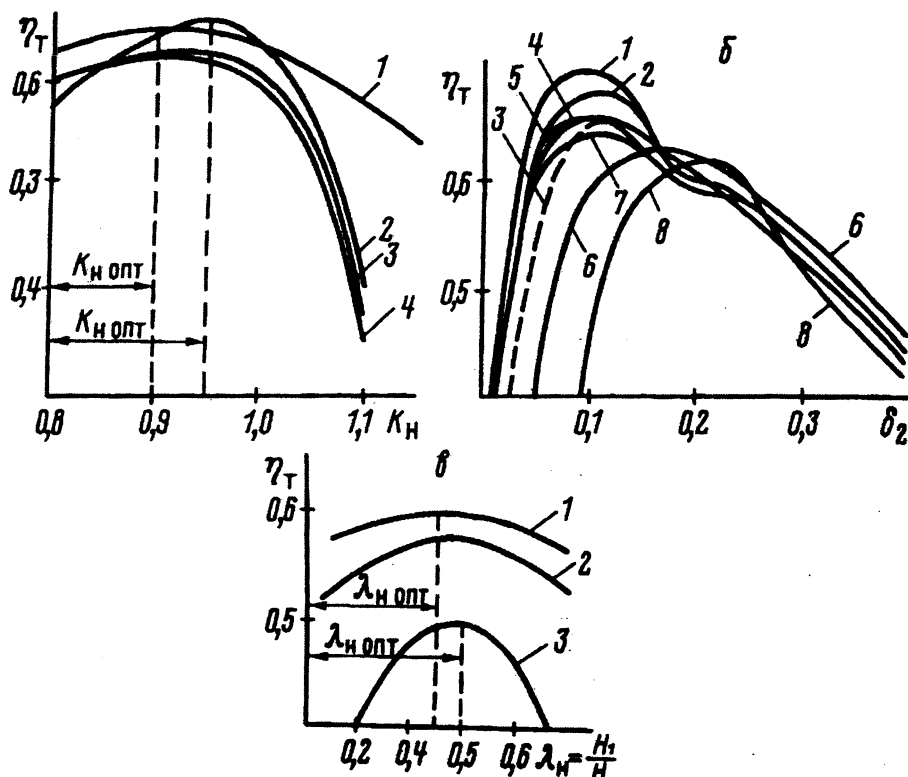


Рис. 1. Влияние на тяговый к.п.д:

а - коэффициента кинематического рассогласования:

1 - $\lambda_G = 0.3$; $G = 40 \text{ кН}$; 2-4 - $\lambda_G = 0.5, 0.3$ и 0.7 ; $G = 80 \text{ кН}$; б - буксования колес задней оси при различных кинематическом рассогласований и распределении веса: 1-3 - $\lambda_G = 0.3$; $K_H = 0.9; 1.0; 1.1$; 4-6 - $\lambda_G = 0.5$; $K_H = 0.9; 1.0; 1.1$; 7-8 - $\lambda_G = 0.7$; $K_H = 1.0; 1.1$;

в - распределения глубины колес:

1-3 общая глубина колес равна соответственно 0.02; 0.05 и 0.07 м.

Результаты расчетов показывают, что в случае одинаковых весовых нагрузок и размеров колес максимум тягового к.п.д. достигается при значениях коэффициентов кинематического рассогласования K_H , равных 0,95. При изменении распределения весовых нагрузок и радиусов колес значения K_H , соответствующие максимуму тягового к.п.д. уменьшаются до 0,9.

Во всех случаях взаимодействия осей максимум тягового к.п.д. достигается при $K_H = 1$. Предпочтительным при этом является $K_H < 1$ т.е. забегающими должны быть передние колеса (рис. 1 б), если они катятся по поверхности, имеющей более низкие физико-механические качества.

При буксовании осей более 20% величина кинематического рассогласования не оказывает большого влияния на тяговый к.п.д. Если буксование меньше 20%, то максимальные значения η_T могут отличаться в 1,05 – 1,5 раза в зависимости от весовой нагрузки осей. Максимальные значения тягового к.п.д. получены при $\lambda_G = 0,3$ и кинематическом рассогласовании $K_H = 0,9$, т.е. когда забегающими являются передние колеса, а наименьшие при $\lambda_G = 0,7$ и $K_H = 1,1$, когда основная нагрузка приходится на передние отстающие колеса.

Установлено также, что максимум тягового к.п.д. соответствует одинаковым деформациям почвы и коэффициентам сцепления колес передней и задней осей. Однако при значительном увеличении общей глубины колеи оптимум распределения глубины колеи по осям смещается в сторону увеличения колеи передних колес.

Во всех случаях взаимодействия осей максимум тягового к.п.д. достигается при $K_H = 1$. Предпочтительным при этом является $K_H < 1$ т.е. забегающими должны быть передние колеса, если они катятся по поверхности, имеющей более низкие физико-механические качества.

Применение межколесных дифференциалов с упругими элементами позволяет кроме повышения долговечности вследствие равномерного распределения нагрузок между сателлитами снизить кинематическое рассогласование осей при работе неустановившихся режимах, что обеспечивает некоторое забегание колес передней оси по отношению к задним и приближает взаимодействие осей к оптимальному.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуськов В.В. Тракторы.: - Мн.: Вышэйшая школа. – 1977.;
2. Кононов А.М. О реализации тяги и проходимости универсальных энергонасыщенных тракторов класса 1,4 тс// Тракторы и сельхозмашины. – 1974. - № 6.;
3. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей.: - М.: Машиностроение. - 1972.;
4. Сазонов И.С. Научные основы динамического регулирования режимов движения полноприводных колесных машин. Дис...доктора техн. наук.: - Мн.: - 2002.;
5. Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин.: - Мн.: Наука и техника. - 1979.;
6. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин/ А.Х. Лефаров, М.С. Высоцкий, В.В. Ванцевич, В.И. Кабанов.: - Мн.: Навука і тэхніка. - 1991.