

УДК 629.3.014.2-235

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ В ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА И ИХ ВЛИЯНИЕ НА КИНЕМАТИКУ КАЧЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Непарко Т.А.¹, к.т.н.,

Быков Н.Н.¹, к.т.н.,

Болтянская Н.И.², к.т.н.,

¹Белорусский государственный аграрный технический университет,
г. Минск, Беларусь

²Мелитопольский государственный университет, г. Мелитополь,
Россия

Аннотация. В статье приведен метод расчета распределения крутящих моментов по ветвям заблокированного межосевого привода 4x4 машинно-тракторного агрегата.

Ключевые слова: крутящий момент, колесо, движитель, буксование, ведущий мост.

Постановка проблемы Нынешний этап развития тракторных средств механизации для различных отраслей хозяйственной деятельности характеризуется возросшими удельными мощностями универсально-пропашных тракторов, на базе которых комплектуется большая часть технологических машинно-тракторных агрегатов. Реализация новых концепций таких агрегатов и технологий, путем совмещения технологических операций, обеспечивается многофункциональными высокоуниверсальными технологическими прицепными машинами блочно-модульного построения. В результате чего повышаются требования к оптимальному распределению

мощностных и силовых параметров. Причем если перечень возможных состояний структуры моторно-трансмиссионной системы известен заведомо, то динамика этих состояний при работе машинно-тракторного агрегата в конкретных условиях движения заведомо неизвестна, так как это определяется состоянием различных муфт, расчленяющих систему и входящих в конструкцию трансмиссии энергосредства машинно-тракторного агрегата, которые могут быть не только замкнутыми или разомкнутыми, но и находиться в переходном режиме. Поэтому задача по определению крутящих моментов на конкретных элементах такой трансмиссии представляет достаточно сложную проблему, требующую для решения составления дифференциальных уравнений движения и моделирования с применением ЭВМ динамики трансмиссии в составе всего агрегата. Однако для решения практических проектных и эксплуатационных задач необходимы также удобные аналитические выражения, позволяющие определять распределение крутящих моментов на валах трансмиссии и усилий в шарнирах связей при установившихся скоростях движения агрегата и конечных состояниях трансмиссионных муфт. Цель данной работы и состоит в получении подобных выражений.

Основные материалы исследования. На кафедре эксплуатации машинно-тракторного парка учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет» ведется исследовательская работа по разработке научно-практических рекомендаций пооперационного использования технических средств, в рамках которой производится определение крутящих моментов в трансмиссии энергосредств агрегатов.

Одно из эффективных направлений совершенствования мобильных сельскохозяйственных агрегатов является повышение тягово-сцепных свойств колесных тракторов путем эффективного

использования мощности и веса трактора с распределением его по всем ведущим колесам ходовой системы.

Поиск различных способов повышения тяговых качеств колесных тракторов привело к использованию наиболее эффективного при компоновке по схеме 4x4, при которой все колеса равных радиусов являются ведущими при практически равномерном распределении веса всего трактора в качестве сцепного. Однако результаты выполненных экспериментальных исследований [1, 2] позволили сделать выводы, что коэффициенты сцепления таких колес несколько ниже, чем таких же колес трактора по схеме 4x2 в аналогичных условиях эксплуатации. Эти расхождения связаны со схемой привода ведущих колес и в настоящее время применяются две схемы – блокированная и дифференциальная.

При этом следует отметить, что с целью улучшения проходимости полноприводных тракторов в трудных условиях применяют блокировку трансмиссии. При заблокированном приводе имеет место различие в радиусах качения эластичных движителей, что вызывает перераспределение крутящих моментов по ведущим мостам и упругое закручивание валов в результате отклонения величин крутящих моментов от заданных кинематической схемой привода.

Это связано с тем, что во всем диапазоне эксплуатации трактора невозможно обеспечить кинематическое согласование в приводе передних и задних колес. Экспериментально также установлено, что зависимости крутящих моментов колес M_k от их буксования δ , силы сопротивления перекачиванию P_f от тяговой нагрузки P_t меняются с изменением кинематического несоответствия скоростей колес

$$K_v = \frac{\omega_{k1} r_{k1}^0}{\omega_{k2} r_{k2}^0} = K_n K_r, \quad (1)$$

где ω_{k1} , ω_{k2} – угловые скорости вращения колес передней и задней осей; r_{k1}^0 , r_{k2}^0 – радиусы качения колес передней и задней осей; K_n , K_r –

коэффициенты кинематического несоответствия угловых скоростей и радиусов качения колес.

Значения кинематического несоответствия K_v (радиусов качения ведущих колес) зависит от выбора типа шин и внутреннего давления воздуха в них, технологических допусков на изготовление, нормальных нагрузок на шины и их перераспределения в процессе эксплуатации. Практически величину кинематического несоответствия в межосевом приводе у тракторов с заблокированным приводом выбирают в зависимости от соотношения радиусов качения колес. Особенности заблокированного силового привода и распределение крутящих моментов заключаются в том, что крутящие моменты $M'_{к1}$ передних колес и $M'_{к2}$ задних отличаются от соответствующих моментов $M_{к1}$ и $M_{к2}$ при отсутствии кинематической и силовой связи мостов на величину момента внутренних сил упругости $M_{упр}$, нагружающих силовую передачу. Исследованиями установлено, что знак $M_{упр}$ зависит от радиуса колеса. Отрицательный момент приложен к колесу с меньшим радиусом (отстающему), а положительный – к колесу с большим радиусом (забегающему). В процессе движения на жестком несминаемом основании выравнивание кинематического несоответствия и поступательных скоростей колес происходит за счет деформации почвы при буксовании. Оценку упругих свойств шин в тангенциальном направлении на несминаемом основании оценивают коэффициентом тангенциальной эластичности $\lambda_r = \frac{\partial r_k}{\partial M_k}$. В

практическом значении коэффициент λ_r является отношением

$$\lambda_r = \frac{(r_{ki}^0 - r_{ki})}{M_{ki}}, \quad (2)$$

где r_{ki}^0 – радиус качения i -го колеса в ведомом режиме; r_{ki} – радиус качения i -го колеса при приложении крутящего момента M_{ki} .

Радиусы качения r_{ki} и r_{ki}^0 ведущих колес взаимосвязаны

$$r_{ki} = r_{ki}^0 (1 - \delta_i), \quad (3)$$

где δ_i – буксование i -го колеса.

При движении трактора с заблокированной трансмиссией и кинематическим рассогласованием ведущих колес имеют место три случая неравномерного распределения крутящих моментов по мостам: моменты имеют положительные значения; один момент имеет положительное значение, другой – отрицательное, причем за время выравнивания радиусов r_{k1} и r_{k2} колеса не скользят; моменты имеют разные знаки, причем из-за значительного различия r_{k1} и r_{k2} их выравнивание происходит при скольжении колес одной или обеих осей, при этом наличие отрицательного крутящего момента на колесах одной из осей наблюдается явление циркуляции мощности в заблокированной трансмиссии. Для упрощения процесса выравнивания радиусов качения колес трактора с формулой 4x4 рассмотрим движение в ведомом режиме, принимая следующие допущения: коэффициенты тангенциальной эластичности шин правого и левого бортов равны $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$; передаточные числа главных передач одинаковы, зазоры в приводе отсутствуют, скорость движения трактора постоянная.

В этом случае уравнение движения трактора имеет вид

$$d\alpha = ds \left(\frac{1}{r_{BK2} + \lambda_2 c_T \alpha} - \frac{1}{r_{BK1} + \lambda_1 c_T \alpha} \right), \quad (4)$$

где α – относительное угловое перемещение колес; c_T – приведенный коэффициент жесткости привода от первой оси до второй; r_{BKi} – радиус качения i -го колеса в ведомом режиме.

Обозначая $r_{BK1} - r_{BK2} = \Delta r$ и выполнив преобразование получим

$$ds = \frac{r_{BK1} r_{BK2} + \Delta r \lambda c_T \alpha - (\lambda c_T \alpha)^2}{\Delta r - 2 \lambda c_T \alpha} d\alpha. \quad (5)$$

Интегрирование этого выражения дает зависимость пути, проходимого трактором для выравнивания радиусов качения колес

$$s = - \left(\frac{4r_{\text{BK1}}r_{\text{BK2}} + \Delta r^2}{8\lambda c_T} \right)^2 \ln(\Delta r - 2\lambda c_T \alpha) - \frac{\Delta r \alpha}{4} + \frac{\lambda c_T \alpha^2}{2} + c. \quad (6)$$

Для определения постоянной интегрирования примем начальные условия $\alpha = 0$ при $s = 0$

$$c = \left(\frac{4r_{\text{BK1}}r_{\text{BK2}} + \Delta r^2}{8\lambda c_T} \right) \ln(\Delta r). \quad (7)$$

Подставив выражение (7) в (6) получим формулу для пути, на котором произойдет выравнивание радиусов качения

$$s = \frac{\lambda c_T \alpha^2}{4} - \frac{\Delta r \alpha}{4} + \frac{(r_{\text{BK1}} + r_{\text{BK2}})^2}{8\lambda c_T} \ln \left(\frac{\Delta r}{\Delta r - 2\lambda c_T \alpha} \right). \quad (8)$$

Условия, при которых произойдет выравнивание текущих радиусов качения представляются в виде

$$\left. \begin{aligned} r_{\text{K1}} &= r_{\text{BK1}} - \lambda c_T \alpha \\ r_{\text{K2}} &= r_{\text{BK2}} + \lambda c_T \alpha \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где r_{K1} , r_{K2} – текущие значения радиусов качения колес переднего и заднего мостов.

Условие выравнивания радиусов качения $r_{\text{K1}} = r_{\text{K2}}$ или как следует из выражения (9) $r_{\text{BK1}} - \lambda c_T \alpha = r_{\text{BK2}} + \lambda c_T \alpha$,

или
$$\Delta r - 2\lambda c_T \alpha = 0. \quad (10)$$

Анализируя выражение (8) с учетом зависимости (10) приходим к выводу, что последний член выражения (8) равен бесконечности, а первые два – имеют конечные значения, что позволяет произвести упрощение (8) и сделать вывод, что путь выравнивания радиусов качения равен бесконечности

$$s = \frac{(r_{\text{BK1}} + r_{\text{BK2}})^2}{8\lambda c_T} \ln \left(\frac{\Delta r}{\Delta r - 2\lambda c_T \alpha} \right). \quad (11)$$

Из выражения (11) угол α равен

$$\alpha = \frac{\Delta r(e^n - 1)}{2e^n \lambda c_T}, \quad (12)$$

а значение показателя степени равно

$$n = \frac{8\lambda c_T s}{(r_{BK1} + r_{BK2})^2}. \quad (13)$$

Принимая во внимание, что при большом значении n можно принять $\frac{e^n - 1}{e^n} \approx 1$, выражение (12) принимает вид

$$\alpha = \frac{\Delta r}{2\lambda c_T}. \quad (14)$$

Используя выражение (9) с учетом (12) получим зависимости выравнивания радиусов качения колес r_{k1} и r_{k2} от пути s

$$\left. \begin{aligned} r_{k1} &= r_{BK1} + \lambda c_T \alpha = r_{BK1} + \frac{\Delta r(e^n - 1)}{2e^n} \\ r_{k2} &= r_{BK2} - \lambda c_T \alpha = r_{BK2} - \frac{\Delta r(e^n - 1)}{2e^n} \end{aligned} \right\}. \quad (15)$$

По данным эксперимента следует, что радиусы качения r_{k1} и r_{k2} в зависимости от пройденного пути изменяются нелинейно, и уже после 1,0-1,5 метров можно с некоторым приближением считать их выровненными.

Рассмотрим факторы, влияющие на упругое скручивание валов трансмиссии. Первая группа факторов связана с особенностями конструкции двигателей, точностью их изготовления, а также изменением их состояния в процессе эксплуатации. Результаты исследований показывают, наименьший упругий момент скручивания валов привода, а, следовательно, и путь выравнивания радиусов качения имеют двигатели с шинами высокого давления и регулируемым давлением воздуха. Наибольший путь выравнивания радиусов качения и склонность к возникновению циркуляции мощности имеют место у энергетических средств с арочными шинами, шинами типа «Р», за счет меньших значений коэффициентов

тангенциальной эластичности λ . Значительно влияет на значение λ и число слоев корда каркаса шины, а также отклонения величин свободных радиусов от номинальных при изготовлении шин, достигающих до 3-4 %. При разбросе размеров свободных радиусов в пределах 3-4 % радиусы качения этих шин отличаются друг от друга на такую же величину. Существенное влияние на радиусы качения колес многоприводных движителей оказывает различие в величине внутреннего давления в шинах. Неравномерный износ протектора шин влияет на значение коэффициента λ и при полном износе протектора уменьшается до 25 % по сравнению с неизношенным протектором.

Вторая группа факторов связана с конструктивными особенностями энергетического средства (тип трансмиссии, компоновка и т.д.). Значительное влияние на возникновение внутренних сил упругости оказывает перераспределение нагрузки на движители при движении, особенно это проявляется при действии силы тяги на крюке трактора.

Третья группа факторов связана с особенностями условий эксплуатации. Неодинаковые окружные зазоры в приводе к ведущим мостам и в трансмиссии приводят при трогании к неодновременному нагружению ведущих колес и перераспределению крутящих моментов по ведущим мостам.

Продольные угловые колебания корпуса машины при движении приводит к динамическому перераспределению крутящих моментов и появлению динамической циркуляции мощности. При движении на поворотах, колеса того или иного борта проходят разные расстояния, что приводит к перераспределению крутящих моментов.

Выводы. 1. Улучшение эксплуатационных и тягово-сцепных свойств энергетических средств машинно-тракторных агрегатов связано с использованием всех колес в качестве ведущих. В этом случае

практически весь вес трактора используется в качестве сцепного и способствует реализации силы тяги.

2. Тяговая динамика энергосредств со всеми ведущими колесами зависит от типа привода, влияющего на распределение крутящих моментов по осям движителя, и в большинстве конструкций применяются их два типа – заблокированный и дифференциальный. При заблокированном приводе две и более ведущих оси энергетического средства жестко связаны между собой и вследствие этого между угловыми скоростями колес существует неизменное соотношение. При дифференциальном приводе связь между осями происходит через включенный межосевой дифференциал, что влияет на соотношение скоростей и крутящих моментов.

3. Наиболее сложным режимом при движении энергосредств является работа движителя с заблокированным приводом, основной фактор которого – кинематическое несоответствие передних и задних ведущих колес, что приводит к разнице окружных скоростей, упругому закручиванию валов и возможности возникновения и циркуляции паразитной мощности, ухудшающей тяговые свойства трактора. Снижение величины коэффициента кинематического несоответствия может быть достигнуто при определенных значениях буксования передних и задних колес и практически устранено при прямолинейном движении на рыхлых почвах с достаточной величиной силы тяги на крюке.

4. Применение дифференциального привода вследствие наличия сил внутреннего трения в дифференциале имеет место зона нечувствительности и дифференциальный привод превращается в заблокированный и вступает в работу лишь тогда, когда на его осях создается разность моментов достаточная для преодоления сил трения. Кроме этого сила тяги трактора зависит от силы тяги колес,

находящихся в худших условиях по сцеплению, что является явным недостатком дифференциального привода.

Список использованных источников

1. Кацыгин В.В. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства / В.В. Кацыгин, Г.С. Горин, А.А. Зенькович, Г.В. Кидалинская, А.И. Неверов, А.Н. Орда.– Мн.: Наука и техника, 1982.– 272 с.
2. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля – М.: Колос, 1972. – 384 с.
3. Бочаров Н.Ф. Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н.Ф. Бочаров, В.И. Гусев [и др.] – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
4. Бочаров Н.Ф. Распределение крутящих моментов в трансмиссии многоприводных колесных машин на твердых дорогах // Серия «Машиностроение». – 1964.–№ 12.– С. 111-131.
5. Бочаров Н.Ф. К вопросу неравномерного распределения крутящих моментов по мостам трехосного автомобиля / Н.Ф. Бочаров [и др.] // «Автомобильная промышленность». – 1968.–№ 7.– С. 20-24.
6. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
7. Петрушов В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов [и др.] – М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.
8. Ечеистов Ю.А. Распределение крутящего момента по ведущим осям автомобиля с блокируемым приводом // «Автомобильная промышленность». – 1964. – № 2.– С. 19-23.
9. Кноров В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кноров [и др.] – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.