

$$\alpha = \arccos\left(\frac{l_{1_i}^2 + l_{2_i}^2 - a^2}{2l_{1_i}l_{2_i}}\right); \beta = \arccos\left(\frac{l_{2_i}^2 + b^2 - l_{3_i}^2}{2l_{2_i}b}\right);$$

$$\varphi_i = \arctg\left(\frac{l_{1_i} \sin \gamma - l_{2_i} \sin \beta}{l_{1_i} \cos \gamma + l_{2_i} \cos \beta}\right)$$

(здесь  $l_{1_i} = [r_1^2 + (l_1 + \Delta l_{1_i})^2]^{1/2}$ ,  $l_{2_i} = [r_2^2 + (l_2 + \Delta l_{2_i})^2]^{1/2}$ ,  $l_{3_i} = [r_3^2 + (l_3 + \Delta l_{3_i})^2]^{1/2}$ ;  $x'_0$ ,  $y'_0$  — координаты искомой точки МТА в системе  $x'O_3y'$ ;  $a$  — расстояние между осями катушек на МТА;  $b$  — расстояние между точками крепления нитей на ВТС;  $\theta$  — курсовой угол ВТС;  $\Delta S$  — путь, проходимый ВТС (его путевым колесом);  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $r_3$  — радиусы катушек;  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  — длины нитей до начала движения;  $l_{1_i}$ ,  $l_{2_i}$ ,  $l_{3_i}$  — текущие длины нитей;  $\Delta l_{1_i}$ ,  $\Delta l_{2_i}$ ,  $\Delta l_{3_i}$  — текущие удлинения нитей.

## Вывод

Зная в любой момент времени курсовой угол вспомогательного транспортного средства, скорость его движения, а также изменения длин нитей, можно найти траекторию (координату в любой момент времени) любой точки МТА на местности. Предлагаемый способ применим практически для любых типов наземных транспортных средств (колесных, гусеничных и т. д.) и может быть использован для достаточно широкого круга исследований.

## Список литературы

1. Давиденко П. П. Влияние задней и передней навесных машин на тягово-сцепные свойства и управляемость свекловодческого трактора. Обоснование параметров их соединения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1985.
2. Коленко М. Н., Рославцев А. В. Устройство для определения траектории движения гусеничных тракторов // Тракторы и сельхозмашины. — 1969, № 10.
3. Площаднов А. Н. Улучшение управляемости машинно-тракторного агрегата на базе универсально-пропашного трактора класса 2 путем рационального выбора параметров направляющих колес: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1987.
4. Средства исследования движения МТА / А. В. Рославцев и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 1999, № 3.

УДК 629.81

## Динамические свойства механической трансмиссии комбайна "Полесье-800"

Инж. Ю. В. ЧУПРЫНИН, канд. техн. наук В. А. ШУРИНОВ (ГСКБ ПО "Гомсельмаш"),  
д-р техн. наук В. А. БАЛАКИН (ГГТУ, г. Гомель)

При создании нового вида техники целесообразно проводить оценку функционирования узлов и агрегатов на этапе проектирования до изготовления макетного образца. Важно оценить нагруженность механической трансмиссии, так как это позволяет оптимально решить проблему энерго- и материалоемкости [7]. Предлагаем метод и результаты исследования динамических свойств механического привода самоходного кормоуборочного комбайна "Полесье-800" с кукурузной жаткой барабанного типа.

Математическая модель привода представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих движение вращающихся масс, соединенных между собой упруго-вязкими звеньями [2, 4, 6]. Ее расчетная схема служит аналогом трансмиссии комбайна и отличается от реальной конструкции введенными упрощениями (рис. 1).

Движение системы обусловлено переходом одного типа энергии в другой. Подставив выражения для кинетической  $E_k$ , потенциальной  $E_p$  и диссипативной  $E_d$  энергий в уравнения Лагранжа II рода и проведя необходимые преобразования, получим систему дифференциальных уравнений, описывающих поведение механической трансмиссии:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_d - M_{f1} - M_2; \quad I_3 \ddot{\varphi}_3 = M_2 - M_{gst1};$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 = M_{gst1} - M_5; \quad I_6 \ddot{\varphi}_6 = M_5 - M_7;$$

$$I_8 \ddot{\varphi}_8 = M_7 - M_k; \quad I_9 \ddot{\varphi}_9 = M_k - M_{c9};$$

$$I_{10} \ddot{\varphi}_{10} = M_{f1} - M_{11}; \quad I_{12} \ddot{\varphi}_{12} = M_{11} - M_{13} - M_{22};$$

$$I_{14} \ddot{\varphi}_{14} = M_{13} - M_{15} - M_{c16}; \quad I_{16} \ddot{\varphi}_{16} = M_{15} - M_{f2};$$

$$I_{17} \ddot{\varphi}_{17} = M_{f2} - M_{18} - M_{20}; \quad I_{19} \ddot{\varphi}_{19} = M_{18} - M_{c19};$$

$$I_{21} \ddot{\varphi}_{21} = M_{20} - M_{c21}; \quad I_{23} \ddot{\varphi}_{23} = M_{22} - M_{gst2};$$

$$I_{24} \ddot{\varphi}_{24} = M_{gst2} - M_{22}; \quad I_{26} \ddot{\varphi}_{26} = M_{25} - M_{c26},$$

где  $I_i$  — моменты инерции вращающихся масс;  $M_j$  — моменты в упругих звеньях;  $\ddot{\varphi}_j$  — угловые ускорения вращающихся масс;  $M_{f1}$  и  $M_{f2}$  — моменты, передаваемые фрикционными муфтами;  $M_k$  — момент на ведущих колесах трактора;  $M_{c9}$ ,  $M_{c12}$ ,  $M_{c14}$ ,  $M_{c19}$ ,  $M_{c21}$ ,  $M_{c26}$  — моменты полезного сопротивления на рабочих органах.

Моменты в упругих звеньях состоят из упругих моментов  $M_c$  и моментов диссипативных сил  $M_d$ :

$$M_2 = c_2(\varphi_1 - \varphi_3) + H_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3);$$

$$M_5 = c_5(\varphi_4 - \varphi_6) + H_5(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_6);$$

$$M_7 = c_7(\varphi_6 - \varphi_8) + H_7(\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_8);$$

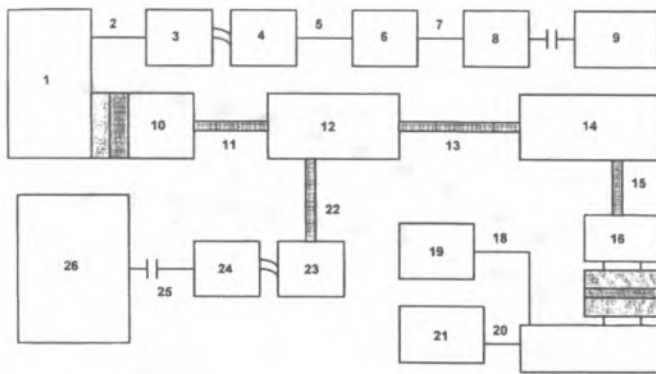


Рис. 1. Расчетная схема трансмиссии комбайна "Полесье-800":

1 — дизель OM 442 LA (320 кВт); 2 — привод насоса ГСТ ходовой части с приведенной к нему гидросистемой; 3 и 4 — насос и гидромотор ГСТ ходовой части; 5 — механический привод КП ходовой части; 6 — КП ходовой части; 7 — механический привод ведущих колес; 8 — ведущие колеса; 9 — поступательно движущаяся масса комбайна с адаптером; 10 — ведущий шкив главного привода рабочих органов, соединенный с двигателем посредством главного фрикциона; 11, 13 и 15 — ременные передачи главного привода, привода измельчающего барабана и КП питающего аппарата; 12 — ускоритель выброса измельченной массы с приведенными к нему рабочими органами измельчителя початков кукурузы; 14 — измельчающий барабан; 16 — ведомый шкив ременной передачи привода КП с электромагнитной фрикционной муфтой (ЭМФ) быстрого включения; 17 — КП привода питающего аппарата; 18 — карданный вал привода верхних валцов питающего аппарата; 19 и 21 — верхние и нижние валцы питающего аппарата; 20 — цепная передача и вал привода нижних валцов питающего аппарата; 22 — ременная передача привода насоса НШ-100 гидросистемы привода адаптера; 23, 24 — насос и гидромотор ГСТ привода адаптера; 25 — механический привод адаптера от гидромотора к рабочим органам; 26 — рабочие органы кукурузной жатки

$$\begin{aligned}
 M_{11} &= c_{11}(\varphi_{10} - \varphi_{12}) + H_{11}(\dot{\varphi}_{10} - \dot{\varphi}_{12}); \\
 M_{13} &= c_{13}(\varphi_{12} - \varphi_{14}) + H_{13}(\dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_{14}); \\
 M_{15} &= c_{15}(\varphi_{14} - \varphi_{16}) + H_{15}(\dot{\varphi}_{14} - \dot{\varphi}_{16}); \\
 M_{18} &= c_{18}(\varphi_{17} - \varphi_{19}) + H_{18}(\dot{\varphi}_{17} - \dot{\varphi}_{19}); \\
 M_{20} &= c_{20}(\varphi_{17} - \varphi_{21}) + H_{20}(\dot{\varphi}_{17} - \dot{\varphi}_{21}); \\
 M_{22} &= c_{22}(\varphi_{12} - \varphi_{23}) + H_{22}(\dot{\varphi}_{12} - \dot{\varphi}_{23}); \\
 M_{25} &= c_{25}(\varphi_{24} - \varphi_{26}) + H_{25}(\dot{\varphi}_{24} - \dot{\varphi}_{26}),
 \end{aligned} \quad (2)$$

где  $c$ ,  $H$  — коэффициенты крутильной жесткости и демпфирования упругих звеньев.

Двигатель смоделирован в виде вращающейся массы, к которой приложен внешний движущийся момент в соответствии с регуляторной характеристикой. Тип ис-

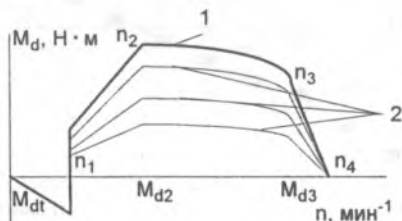


Рис. 2. Характеристики двигателя:

1 — внешняя; 2 — частичной загрузки

пользуемой в модели зависимости для реализации характеристики ДВС показан на рис. 2. Она определяется четырьмя характерными точками:  $n_1$  — минимально устойчивой частоты вращения холостого хода;  $n_2$ ,  $M_{d2}$  — максимального момента;  $n_3$ ,  $M_{d3}$  — максимальной мощности;  $n_4$  — максимальной частоты вращения холостого хода. В зависимости от загрузки двигателя и заданной частоты вращения в каждый момент времени вычисляем коэффициент загрузки. Двигатель переходит на характеристику частичной загрузки, которая и определяет движущий момент.

Главный фрикцион привода рабочих органов комбайна, соединяющий массы 1 и 10 (см. рис. 1), имеет характеристику (рис. 3) линейной функции с насыщением [1, 5]. В момент включения  $t_{вкл}$  он начинает передавать нагрузку, изменяющуюся от нуля до максимальной  $M_{fmax}$ . Пунктирная линия соответствует моменту срыва муфты, величина которого больше максимального момента при буксовании, так как коэффициент трения покоя превышает коэффициент трения скольжения. Величина  $\tau$  характеризует интенсивность нарастания нагрузки. Фрикционная муфта в период буксования передает движущий момент ведомой части и тормозящий момент ведущей, выравнивая частоту вращения соединяемых масс. После выравнивания скоростей в зависимости от результата проверки условия

$$(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) / \dot{\varphi}_1 < \varepsilon \quad (3)$$

(здесь  $\varepsilon$  — ошибка рассогласования фрикциона, определяемая экспериментально для каждого типа муфт;  $\dot{\varphi}_1$ ,  $\dot{\varphi}_2$  — скорость вращения предыдущей и последующей масс) фрикцион переходит в заблокированное состояние. Затем проверяем условие срыва

$$a_f = (M_1 - M_2) / (I_1 + I_2), \quad |M_1 - a_f I_1| > M_{fmax}, \quad (4)$$

где  $a_f$  — ускорение фрикциона;  $M_1$  и  $M_2$  — моменты на валах до и после фрикциона;  $I_1$  и  $I_2$  — моменты инерции предыдущей и последующей масс.

Фрикционная электромагнитная муфта, соединяющая массы 16 и 17 (см. рис. 1), реализована по такому же принципу, но ее работа отличается интенсивностью включения и величиной момента срыва. Момент буксования в этой муфте нарастает мгновенно ( $\tau = 0$ ), а момент срыва (1000 Н·м) значительно отличается от момента буксования (630 Н·м).

Колесный движитель соединяет вращающуюся массу колес с поступательно движущейся массой комбайна посредством момента сил трения, возникающих между опорной поверхностью колеса и почвой [3, 4]. Постоянное буксование вызвано как непосредственным сколь-

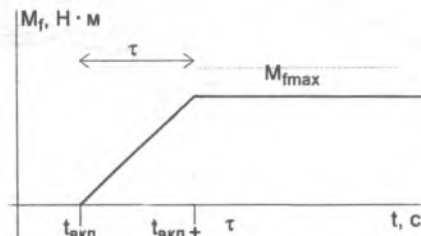


Рис. 3. Характеристика главного фрикциона

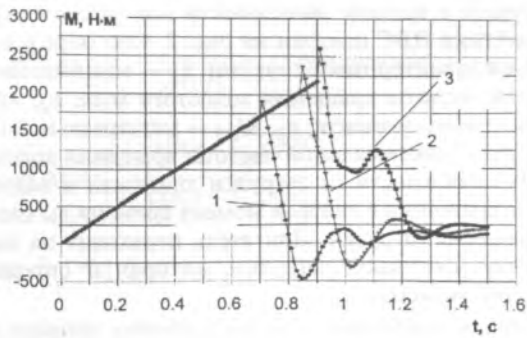


Рис. 4. Изменение момента на валу главного привода в момент пуска рабочих органов на частоте вращения двигателя:

1 — 1000 мин<sup>-1</sup>; 2 — 1500 мин<sup>-1</sup>; 3 — 2000 мин<sup>-1</sup>

жением профиля шины относительно почвы, так и внутренним трением в шине. В зависимости от величины буксования (определяется разницей частоты вращения колеса и поступательной скорости массы комбайна, приведенной к вращению колеса) по его характеристике вычисляют момент, передаваемый ведущими колесами. Характеристика буксования колес задана по точкам в зависимости от коэффициента буксования  $\delta$ :

$$\delta = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_2, \quad (5)$$

где  $\omega_1$  — угловая скорость колеса;  $\omega_2$  — скорость комбайна, приведенная к колесам.

Гидростатическая передача, связывающая массы 3 и 4 (ГСТ ходовой части) и массы 23 и 24 (ГСТ привода адаптера), реализована в виде силовой связи. Силовым фактором служит давление в гидросистеме, которое зависит от рассогласования частоты вращения соединяемых масс. Характеристика ГСТ подобрана эмпирически при экспериментальном исследовании машин-аналогов.

При исследовании переходных режимов в механической трансмиссии моделировался пуск рабочих органов на разных начальных частотах вращения двигателя. При пуске наиболее нагружены главный привод и привод измельчителя (рис. 4). После блокировки главного фрикциона изменение нагрузки приобретает низкочастотный колебательный характер с быстрым затуханием. Это объясняется высокой податливостью (по сравнению с валами) и высокой демпфирующей способностью ременного

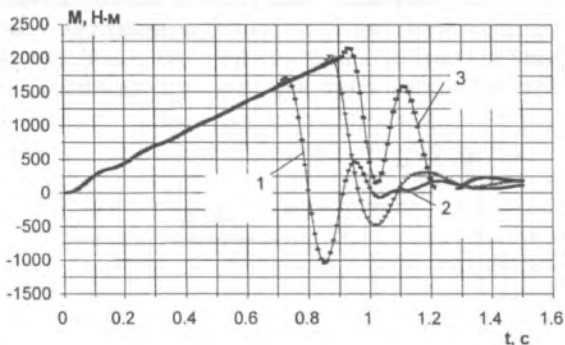


Рис. 5. Изменение момента на валу привода измельчителя в момент пуска рабочих органов на частоте вращения двигателя:

1 — 1000 мин<sup>-1</sup>; 2 — 1500 мин<sup>-1</sup>; 3 — 2000 мин<sup>-1</sup>

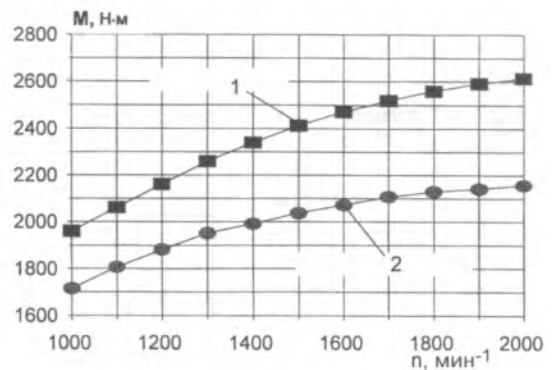


Рис. 6. Зависимость пиковых моментов на упругих валах главного привода (1) и привода измельчителя (2) в момент пуска от частоты вращения двигателя

привода. Аналогично изменяется крутящий момент при пуске на валу привода измельчителя (рис. 5). На этих рисунках отчетливо просматривается тенденция роста нагрузки на валах и времени буксования фрикциона при пуске рабочих органов на более высокой частоте вращения двигателя.

Изменение пиковых нагрузок на валах привода рабочих органов при пуске исследовалось в зависимости от частоты вращения двигателя в момент пуска (рис. 6—8). Зависимость, показанная на рис. 7, имеет идентичный характер для первой, второй и третьей передач привода питающего аппарата. Это объясняется незначительным влиянием изменения приведенной инерционности валцов по сравнению с быстроходными валами КП привода. Резкий рост кривой на рис. 8 переходит в горизонтальный участок, соответствующий срабатыванию предохранительного клапана гидросистемы.

Ходовая часть комбайна представляет собой ГСТ с насосом переменного объема, что дает возможность плавно трогаться с места и бесступенчато регулировать скорость во всем диапазоне. ГСТ работает одновременно с четырехступенчатой КП, позволяющей выбирать скоростные диапазоны в зависимости от режима работы. Нагруженность трансмиссии ходовой части исследовали при разгоне комбайна с места на разных передачах (рис. 9). Скорость изменения рабочего объема насоса  $0,4q_{\max}/c$  ( $q_{\max}$  — полный объем насоса ГСТ) примерно соответствует реальной скорости перевода рычага механизато-

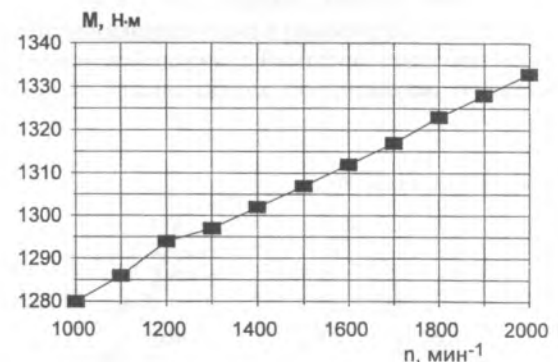


Рис. 7. Зависимость пиковых моментов на валу привода питающего аппарата в момент пуска валцов от частоты вращения двигателя

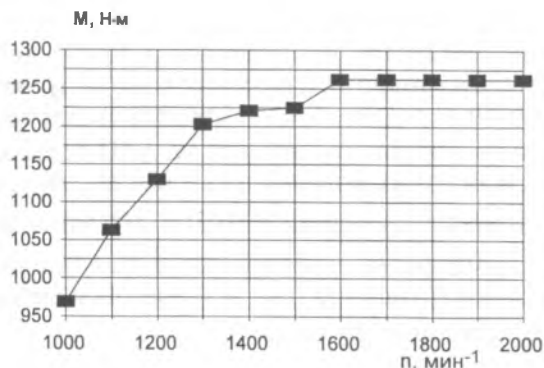


Рис. 8. Зависимость пиковых моментов на валу главного привода в момент пуска жатки от частоты вращения двигателя

ром. Для начала разгона характерны неустановившиеся процессы, которые видны на графике в виде резких пульсаций, постепенно затухающих во времени. График показывает, что в процессе разгона, когда объем насоса ГСТ растет, давление плавно нарастает пропорционально изменению объема. Естественно, что при более высокой передаче давление достигает большей величины. На четвертой передаче процесс разгона не показан, так как в его начальный момент произошло срабатывание клапана и разгон осуществляется при постоянном максимально допустимом давлении.

#### Выводы

В результате моделирования переходных процессов получены пиковые крутящие моменты на основных агрегатах привода комбайна "Полесье-800". Максимальные моменты в процессе пуска рабочих органов составили на валах:

- главного привода 2000—2600 Н·м;
- привода измельчителя 1700—2000 Н·м;
- привода КП питающего аппарата 1280—1350 Н·м.

При пуске рабочих органов кукурузной жатки на начальной частоте вращения двигателя более 1500 мин<sup>-1</sup> давление в гидросистеме привода превышает давление предохранительного клапана, настроенного на 16 МПа.

При разгоне комбайна с места максимальное давление в гидросистеме привода ходовой части достигает: на передовой передаче — 14 МПа; на второй — 20; на третьей — 28; на четвертой — 35 МПа (срабатывает предохранительный клапан).

Изменение нагрузки на валах привода рабочих органов после блокировки главного фрикциона носит коле-

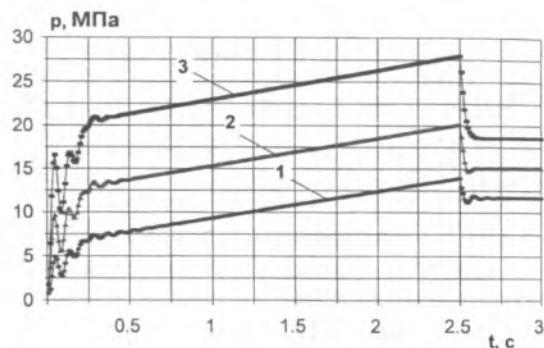


Рис. 9. Изменение давления  $p$  в ГСТ ходовой части при разгоне с места на первой (1), второй (2) и третьей (3) передачах

бательный характер, проявляется низкочастотная составляющая спектра. Колебания быстро затухают, что обусловлено высокой демпфирующей способностью ременных приводов, используемых в комбайне в качестве главного привода, приводов измельчителя и питающего аппарата. При этих колебаниях амплитуда не достигает критической величины, а нагруженность элементов трансмиссии не выходит за пределы допустимой.

Данный метод позволил оценить динамические свойства трансмиссии на этапе проектирования, выработать рекомендации для корректирования конструкторской документации при создании опытного образца. Затем экспериментальным путем была подтверждена адекватность модели, а опытным путем уточнены входящие в модель параметры. Такую модель предполагается использовать при доводке конструкции комбайна.

#### Список литературы

1. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: Институт механики металлополимерных систем национальной академии наук Беларуси, 1999.
2. Беспятный Ф. С., Троицкий И. Ф. Конструкция, основы теории и расчета трактора. — М.: Машиностроение, 1972.
3. Скотников В. А., Пономарев А. В., Климанов А. В. Прогнозируемость машин. — Минск: Наука и техника, 1982.
4. Тракторы. Теория / Под ред. В. В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988.
5. Чупрынин Ю. В. Исследование динамики фрикционной муфты сцепления тракторов // Трение и износ. — 1998. Т. 19, № 1.
6. Шуплинов В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. — М.: Транспорт, 1974.
7. Шуринов В. А. Основы агрегатирования универсального мобильного энергетического средства с адаптерами различного назначения. — Гомель: Международная инженерная академия, 1999.

УДК 631.3.072.26.001.4

## Влияние жесткости привода ВОМ на работу МТА

Д-р техн. наук О. И. ПОЛИВАЕВ, канд-ты техн. наук И. Е. ПОДГОРНЫЙ, А. Н. БЕЛЯЕВ, В. И. ПАНИН (Воронежский ГАУ)

В трансмиссии тягово-приводного агрегата (ТПА) действуют значительные динамические нагрузки, снижающие его эксплуатационные показатели [2]. Повысить производительность агрегата можно за счет уменьшения этих нагрузок путем применения упругодемпфирующего привода (УДП) ВОМ.

Для определения рациональной жесткости УДП примем в качестве расчетной динамической модели трехмассовую систему (рис. 1). Уравнения ее движения, полученные с использованием выражения потенциальной и кинетической энергии, можно записать в следующем виде: