

На рис. 3 сравнивается мощность, подводимая от двигателя через трансмиссию к осям колес, при различном тяговом усилии. Можно предположить, что совершенство конструкции трактора с бесступенчатой трансмиссией допустимо оценивать неравенством

$$\eta_{\text{тр}} > \eta_{\text{ш}}, \quad (9)$$

где $\eta_{\text{тр}} \approx 0,663$, $\eta_{\text{ш}} \approx 0,698$.

Предельный КПД гидропривода равен 0,81, максимальный КПД шин — 0,8. Использование специализированного гидропривода повысит КПД трансмиссии, а введение в нее межосевого дифференциала обеспечит высокий КПД шин.

Наиболее пригодны для тракторов с бесступенчатой трансмиссией колесные формулы 2К2 (гусеничный ход) и 4К4 (все колеса ведущие). Трансмиссия гусеничного трактора содержит дифференциал, изменением передаточного числа и КПД которого производится управление трактором. Следовательно, передаточное число межосевого дифференциала колесного трактора должно изменяться в соответствии с тяговыми возможностями мостов. Рекомендуются в этом случае несимметричные дифференциалы с постоянным передаточным числом [3] недостаточно эффективны из-за разнообразия условий эксплуатации трактора.

Подводимый к дифференциалу крутящий момент распределяется между осями [4]:

$$M_1 + M_2 = M_{\text{д}}, \quad M_1/M_2 = i_{\text{д}}, \quad (10)$$

где M_1 , M_2 — крутящие моменты на осях, $M_{\text{д}}$ — крутящий момент, подводимый к дифференциалу с передаточным числом $i_{\text{д}}$.

Так как давление в гидроприводах мостов одинаковое, зависимости (10) можно записать:

$$q_{\text{м1}} + q_{\text{м2}} = q_{\text{н1}} + q_{\text{н2}}, \quad q_{\text{м1}}/q_{\text{м2}} = i_{\text{д}}, \quad (11)$$

где $q_{\text{м1}}$, $q_{\text{м2}}$, $q_{\text{н1}}$, $q_{\text{н2}}$ — рабочие объемы гидромоторов и насосов.

Таким образом, изменяя рабочие объемы гидромоторов так, чтобы давление в гидроприводах было одинаковым, можно воспроизвести межмостовой дифференциал с переменным передаточным числом. Процесс управления дифференциалом осуществляется бортовым компьютером, который входит в АСУ трактора. Также с помощью компьютера гидроприводы могут воспроизводить процессы функционирования муфты сцепления и тормозов.

Применение тракторов с бесступенчатой трансмиссией может быть эффективным, если в последней осуществляется совместное управление процессами изменения и распределения крутящего момента двигателя в зависимости от условий эксплуатации.

Список литературы

1. Гуськов В. В., Королькевич А. В., Матюшкин А. М. Методика построения теоретической тяговой характеристики трактора с гидрообъемной передачей // Тракторы и сельхозмашины. — 1974, № 1.
2. Колобов Г. Г., Парфенов А. П. Тяговые характеристики тракторов. — М.: Машиностроение, 1972.
3. Лефаров А. Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. — М.: Машиностроение, 1972.
4. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. — М.: Изд-во сельскохозяйственной литературы, 1962.

УДК 629.81

Динамика переходных процессов в трансмиссии УЭС-2-250

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

Мобильное универсальное энергосредство УЭС-2-250 — модификация базовой серийной модели УЭС-250, выпускаемой объединением "Гомсельмаш" с 1989 г. Это самоходная машина, оснащенная дизелем, двумя навесными системами, двумя ВОМ, гидрообъемной трансмиссией ходовой части и гидросистемой управления силовыми цилиндрами. Для агрегатирования с зерноуборочным комплексом КЗР-10 создана специальная модификация, которая отличается от выпускавшейся ранее базовой модели маркой двигателя — DT 530ЕС265 "Navistar" (265 л. с.), усиленной рамой, дополнительной гидросистемой, маркой шин, системой подачи и очистки воздуха и др. Это делает машину более универсальной по сравнению с базовой моделью.

Сегодня УЭС-2-250 агрегируется с 18-ю адаптерами, разработанными ГСКБ ПО "Гомсельмаш" [5], основная группа которых запущена в серийное производство и широко применяется в сельском хозяйстве:

- кормоуборочный комплекс "Полесье-3000", укомплектованный жаткой барабанного типа для уборки грубостебельных культур, жаткой для уборки трав и подборщиком;

- роторная косилка-плющилка КПр-6;
- скоростной агрегат для кошения трав, расщепления стеблей и укладки их в валки;
- свеклоуборочный навесной комбайн КСН-6;
- зерноуборочный комплекс КЗР-10 роторного типа.

Механическая трансмиссия представляет собой наиболее обособленную часть машины, обеспечивающую функционирование рабочих органов и оказывающую существенное воздействие на надежность и работоспособность всей конструкции в целом через опоры, рабочие органы и управляющие устройства. Величина этого воздействия обусловлена динамикой переходных процессов, частотными свойствами трансмиссии, характером рабочего режима, характером и вероятностью возникновения режимов, близких к аварийным. При агрегатировании механическая трансмиссия энергосредства через ВОМ соединяется с трансмиссией машины-адаптера в единую систему, которая приобретает новые качества, характерные только для нее.

Рассмотрим метод и результаты исследования динамики переходных процессов трансмиссии УЭС-2-250 в агрегате с кормоуборочным комплексом "Полесье-3000".

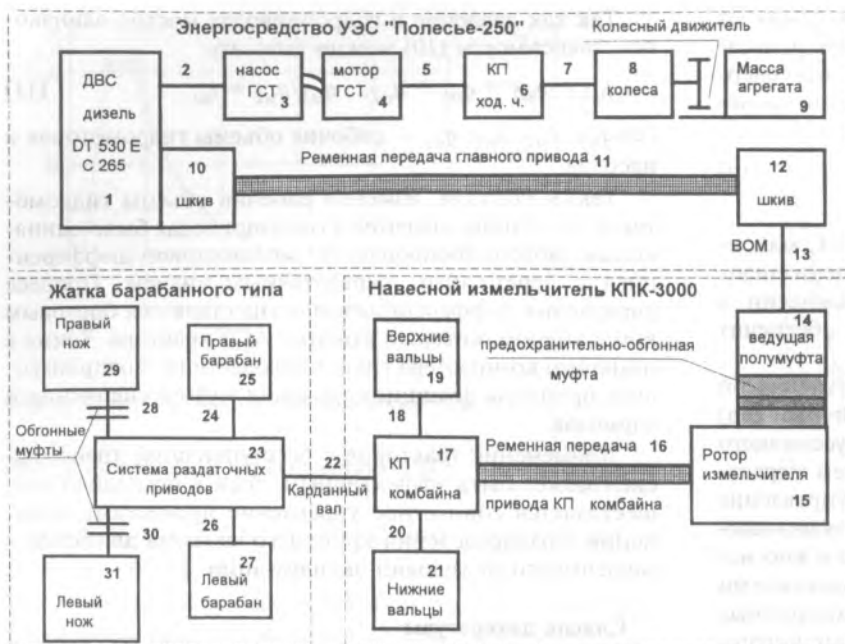


Рис. 1. Расчетная схема трансмиссии кормоуборочного комплекса "Полесье-3000", укомплектованного жаткой для грубостебельных культур

Кормоуборочный комплекс включает в себя энергосредство и полунавесной измельчитель КПК-3000, на который навешивается адаптер (барабанная жатка, травяная жатка или подборщик). В работе рассмотрены результаты исследования моделей комплекса со всеми тремя адаптерами.

Математическая модель трансмиссии, с помощью которой исследован агрегат, аналогична описанной в работе [4]. Расчетная схема трансмиссии комплекса "Полесье-3000", укомплектованного жаткой для грубостебельных культур, представлена на рис. 1.

Более подробно математическая модель подобного типа и методика ее составления описаны на примере комбайна "Полесье-800" [4]. Движение трансмиссии описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} I_1\ddot{\varphi}_1 = M_d - M_{f1} - M_2; & I_3\ddot{\varphi}_3 = M_2 - M_{gst}; & I_4\ddot{\varphi}_4 = M_{gst} - M_5; \\ I_6\ddot{\varphi}_6 = M_5 - M_7; & I_8\ddot{\varphi}_8 = M_7 - M_k; & I_9\ddot{\varphi}_9 = M_k - M_{c9}; \\ I_{10}\ddot{\varphi}_{10} = M_{f1} - M_1; & I_{12}\ddot{\varphi}_{12} = M_{11} - M_{13}; & I_{14}\ddot{\varphi}_{14} = M_{13} - M_{f2}; \\ I_{15}\ddot{\varphi}_{15} = M_{f2} - M_{16} - M_{c15}; & I_{17}\ddot{\varphi}_{17} = M_{16} - M_{18} - M_{20} - M_{22}; & \\ I_{19}\ddot{\varphi}_{19} = M_{18} - M_{c19}; & I_{21}\ddot{\varphi}_{21} = M_{20} - M_{c21}; & \\ I_{23}\ddot{\varphi}_{23} = M_{22} - M_{24} - M_{26} - M_{28} - M_{30}; & I_{25}\ddot{\varphi}_{25} = M_{24} - M_{c25}; & \\ I_{27}\ddot{\varphi}_{27} = M_{26} - M_{c27}; & I_{29}\ddot{\varphi}_{29} = M_{28} - M_{c29}; & I_{31}\ddot{\varphi}_{31} = M_{30} - M_{c31}, \end{cases} \quad (1)$$

где M_j — моменты в упругих звеньях; $\ddot{\varphi}_j$ — угловые ускорения масс; M_d — движущий момент двигателя; M_{f1} и M_{f2} — моменты, передаваемые ременной передачей главного привода и предохранительной фрикционной муфтой при буксовании; M_k — момент на ведущих колесах трактора; M_{gst} — момент в гидротрансмиссии; M_{c9} , M_{c15} , M_{c19} , M_{c21} , M_{c25} , M_{c27} , M_{c29} , M_{c31} — моменты полезного сопротивления на рабочих органах. Моменты в

упругих звеньях имеют упругую M_c и диссипативную M_h составляющие:

$$M = M_c + M_h, \quad (2)$$

$$M_c = C_j(\varphi_{j-1} - \varphi_{j+1}), \quad (3)$$

$$M_h = H_j(\dot{\varphi}_{j-1} - \dot{\varphi}_{j+1}), \quad (4)$$

где M_c — упругий момент, M_h — момент диссипативных сил, φ_{j-1} , φ_{j+1} , $\dot{\varphi}_{j-1}$, $\dot{\varphi}_{j+1}$ — углы и скорости поворота соединяемых масс.

На примере комбайна "Полесье-800" [4] детально описаны математические модели двигателя, фрикционной муфты и колесного движителя. Характеристика и модель фрикционной муфты рассмотрены в работах [2, 3]. Поэтому здесь проанализируем более подробно математические модели гидростатической трансмиссии ходовой части и привода режущего аппарата.

Гидростатическая передача, соединяющая массы 4 и 5 (см. рис. 1), состоит из насоса, имеющего регулируемый рабочий объем, гидромотора с постоянным рабочим объемом и предохранительного клапана (остальные элементы гидросистемы не участвуют в моделировании). В модели гидротрансмиссия соединяет части привода силовой связью.

В качестве силового фактора используется развиваемый гидромотором крутящий момент, который прямо пропорционален давлению в гидросистеме. В зависимости от сопротивления на валу гидромотора и от напора жидкости, создаваемого насосом, давление может изменяться от нуля до максимальной величины, на которую настроен предохранительный гидроклапан. В процессе увеличения рабочего объема насоса вал гидромотора начинает разгоняться поступающей к нему рабочей жидкостью.

Физика процесса такова, что если гидромотор имеет частоту вращения ниже, чем приведенная к нему частота вращения насоса, жидкость, поступающая от последнего, начинает сжиматься и поднимать давление в гидросистеме. С ростом давления увеличивается крутящий момент на валу гидромотора и он начинает разгоняться. Чем ближе частота вращения гидромотора к приведенной частоте насоса, тем меньше сжимается жидкость и ниже давление в гидросистеме. На этом принципе построена модель гидропривода. Параметр dq характеризует разницу между реальной частотой вращения вала гидромотора и требуемой по разнице рабочих объемов:

$$dq = q_n - q_m n_m / n_n, \quad (5)$$

где q_m , q_n — рабочий объем гидромотора и насоса; n_m , n_n — приведенная частота вращения вала гидромотора и насоса. В зависи-

мости от величины dq вычисляется давление в гидросистеме:

$$\text{если } dq > 0, \text{ то } p_{gst} = dq p_{\max} / (1 - dq);$$

$$\text{если } dq < 0, \text{ то } p_{gst} = dq p_{\max} / (dq + 1); \quad (6)$$

$$\text{если } dq = 0, \text{ то } p_{gst} = 0,$$

где p_{gst} , p_{\max} — рабочее и максимальное давление в гидросистеме.

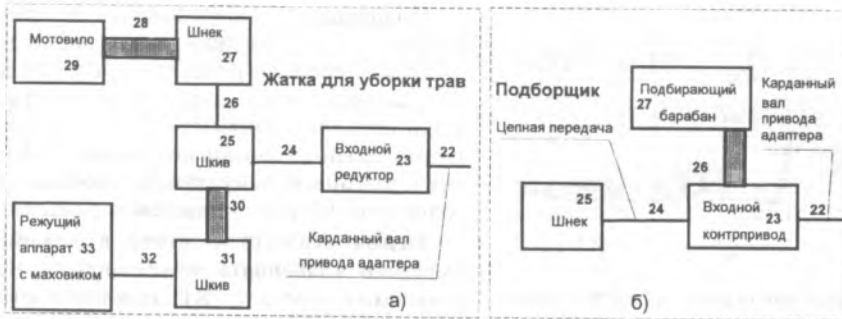


Рис. 2. Расчетные схемы сменных адаптеров:

а — жатка для уборки трав; б — подборщик

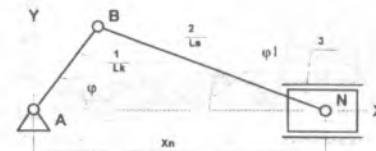


Рис. 3. Схема приведения рычажного механизма режущего аппарата

По давлению p_{gst} вычисляют крутящий момент M_{gst} , который действует на гидромотор и насос. Данная модель гидростатической передачи достаточно адекватно описывает процессы, происходящие в системе привода ходовой части, что подтверждено экспериментально.

Модель режущего аппарата жатки для уборки трав основана на приведении масс и сил сопротивления рычажного механизма к кривошипу, движение ножа которого описывается уравнением

$$I_{33}\ddot{\varphi}_{33} = M_{32} - M_{c33}. \quad (7)$$

Режущие аппараты адаптеров (рис. 2), принцип действия которых основан на возвратно-поступательном движении косы, можно привести к схеме кривошипно-ползунного механизма (рис. 3). Движение ножа характеризуется зависимостью

$$X_n(\varphi) = L_k \cos \varphi + L_s(1 - L_k^2 \sin^2 \varphi / L_s^2)^{1/2}, \quad (8)$$

где L_k — длина кривошипа; L_s — длина шатуна; X_n — положение ножа относительно стойки кривошипа; φ — угол поворота кривошипа (обобщенная координата).

Воспользовавшись уравнением движения машинного агрегата [1], составим уравнение движения массы 33:

$$I_{33}(\varphi_{33})\ddot{\varphi}_{33} = M_{32} - M_{c33}(\varphi_{33}) - 0,5\dot{\varphi}_{33}^2 dI_{33}(\varphi_{33})/d\varphi_{33}. \quad (9)$$

Решение этого уравнения аналитическим способом затруднительно, так как входящие в него величины — функции угла φ , который зависит от времени t . При моделировании травяной жатки уравнение решалось численными методами, что позволило учесть влияние режущего аппарата на трансмиссию агрегата.

В результате исследований получены характеристики изменения нагрузки в трансмиссии при пуске рабочих органов, составлены зависимости изменения пиковых нагрузок от частоты вращения двигателя при пуске.

При пуске ротора измельчителя (рис. 4) участок плавного подъема соответствует процессу включения (буксования) ременной передачи главного привода. Для его моделирования использована экспериментально полученная характеристика. После включения ременной передачи в трансмиссии начинаются колебательные процессы, которые с течением времени затухают. На рис. 5 показано изменение пиковых нагрузок на валу главного привода и вала привода измельчителя в зависимости от частоты вращения двигателя.

Исследованы режимы пуска адаптеров при включенном роторе измельчителя на различных режимах. Режим адаптера зависит от длины резки (устанавливается передачей КП привода питающего аппарата: 1 — короткая резка; 2 — средняя, 3 — длинная) и варианта соединения выходных валов полунавесного измельчителя (валы А, Б) с входными валами адаптеров (барabanная и травяная жатки — валы В, Г; подборщик — вал Д).

Для барабанной жатки предусмотрены пять режимов: 1 — короткая резка, карданы Б—Г; 2 — средняя резка, карданы А—В; 3 — средняя резка, карданы А—Г; 4 — средняя резка, карданы Б—В; 5 — длинная резка, карданы А—В. На рис. 6 приведен график нагрузки при пуске на третьем режиме. Колебания высокой амплитуды (начало графиков) характеризуют разгон рабочих органов. Более низкие пульсации в положительную зону (окончание графиков) вызваны срабатыванием обгонных муфт на валах роторов ножей. График пиковых нагрузок на валах (не показан) свидетельствует о схожести их изменения.

Жатка для уборки трав эксплуатируется на трех режимах: 1 — короткая резка, карданы Б—В; 2 — средняя резка, карданы Б—Г; 3 — длинная резка, карданы А—Г. На рис. 7 показан характер изменения крутящего момента при пуске на втором режиме. На графиках хорошо видны гармонические пульсации момента, вызванные изменяющейся инерционностью режущего аппарата, приведенного к валу кривошипа, а также наложение их на колебания валов трансмиссии при разгоне. Зависимости изменения пиковых нагрузок на валах от частоты вращения двигателя в начальный момент пуска (не показаны) имеют тенденцию роста, но одна от другой отличаются по виду. Для вала привода режущего аппарата рост характеристики при низких оборотах сменяется горизонтальным участком при средних и резким повышением при максимальных. Это объясняется наложением колебаний валов на пульсации режущего аппарата в разных фазах.

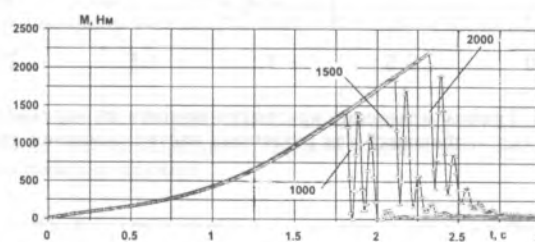


Рис. 4. График изменения момента на ВОМ энергосредства при пуске ротора измельчителя при $n = 1000, 1500$ и 2000 мин^{-1}

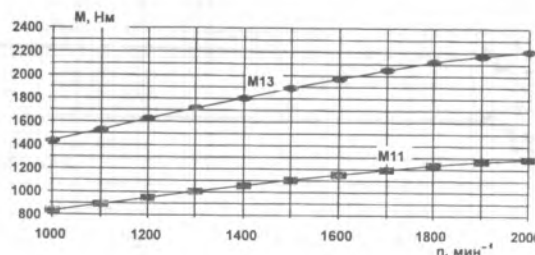


Рис. 5. Зависимость пиковых моментов на валах главного привода (M_{11}) и ВОМ (M_{13}) при пуске ротора измельчителя от n

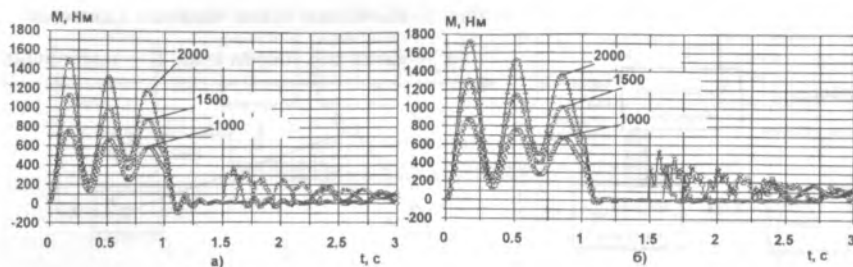


Рис. 6. График изменения крутящего момента на валах при пуске жатки для уборки грубостебельных культур ($n = 1000, 1500$ и 2000 мин^{-1}):

а — вал привода КП питающего аппарата; б — карданный вал привода адаптера

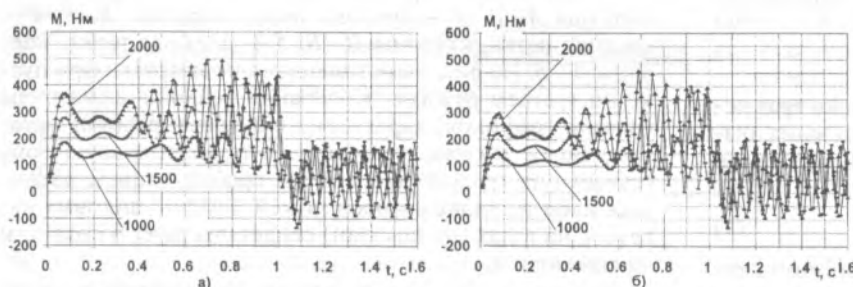


Рис. 7. График изменения крутящего момента на валах при пуске жатки для уборки трав ($n = 1000, 1500$ и 2000 мин^{-1}):

а — вал привода КП питающего аппарата; б — карданный вал привода адаптера

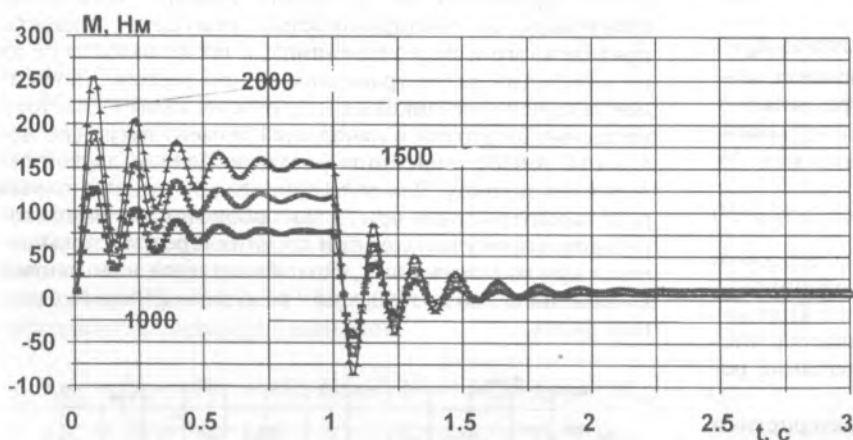


Рис. 8. График изменения крутящего момента на карданном валу привода адаптера при пуске подборщика для различных частот вращения двигателя

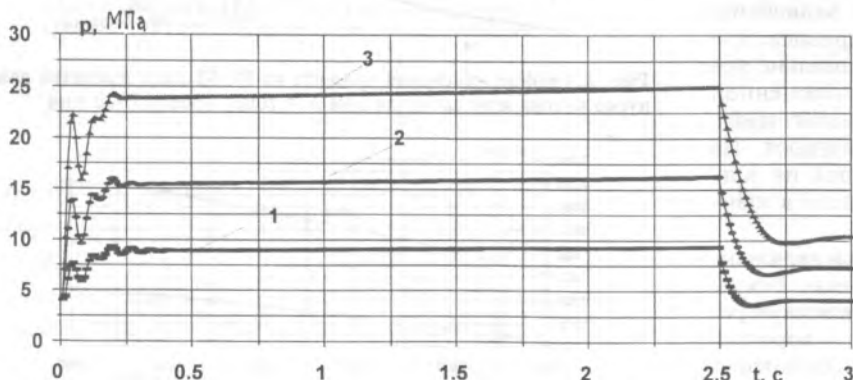


Рис. 9. Зависимость изменения давления в гидросистеме ходовой части при разгоне агрегата с места от времени ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ на 1-й, 2-й и 3-й передачах)

Подборщик эксплуатируется на трех режимах: 1 — короткая резка, карданы А—Д; 2 — средняя резка, карданы А—Д; 3 — длинная резка, карданы Б—Д. Графики пусковых моментов (рис. 8) показывают разные линии колебаний в момент разгона и одну линию свободных колебаний на установившемся режиме.

Разгон агрегата с места в режиме ближнего транспорта моделировали на различных передачах КП ходовой части энергосредства при скорости изменения рабочего объема насоса $0,4 q_{\text{max}}/с$ (q_{max} — полный объем насоса ГСТ). На графике рис. 9 видны пульсации давления, вызванные колебанием трансмиссии и гидросистемы в начале разгона. На четвертой передаче при таких условиях он приводит к остановке двигателя на малых оборотах и к срабатыванию предохранительного клапана на высоких.

Выводы

В результате моделирования переходных процессов исследованы: величина и характер изменения пусковых моментов на валах трансмиссии агрегата при пуске ротора измельчителя, пуске рабочих органов адаптеров и давление в гидротрансмиссии ходовой части при разгоне агрегата с места.

При пуске ротора измельчителя на разных оборотах пиковые нагрузки на ВОМ возрастают, но не доходят до величины срабатывания предохранительной муфты, установленной на этом валу ($2370 \text{ Н} \cdot \text{м}$).

Наиболее нагруженный режим пуска адаптеров — пуск рабочих органов жатки для уборки грубостебельных культур. Пуск барабанной жатки целесообразен только на малых частотах вращения двигателя.

Благодаря выявленным особенностям поведения трансмиссии при агрегатировании УЭС-2-250 с комплексом "Полесье-3000" разработаны мероприятия для дальнейшей модернизации агрегата.

Список литературы

1. Аргобольский И. И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука, 1988.
2. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАН Беларуси, 1999.
3. Чупрынин Ю. В. Исследование динамики фрикционной муфты сцепления тракторов // Трение и износ. — 1998, Т. 19, № 1.
4. Чупрынин Ю. В., Шуринов В. А., Балакин В. А. Динамические свойства механической трансмиссии комбайна "Полесье-800" // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2000, № 5.
5. Шуринов В. А. Основы агрегатирования универсального мобильного энергетического средства с адаптерами различного назначения. — Гомель: МИА, 1999.