

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТРАКТОРА С ДВИГАТЕЛЕМ  
ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ И ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОМ

В последнее время все большее применение в тракторах получают двигатели постоянной мощности (ДПМ) и гидротрансформаторы (ГТ).

Их использование позволяет значительно увеличить полезную нагрузку тракторного агрегата, уменьшить количество передач и динамические нагрузки в трансмиссии, а также удельный расход топлива. Высокий КПД трансмиссии на установившихся режимах ее работы, как известно, может быть достигнут за счет применения блокировки ГТ. При этом эффективное (автоматическое) управление ГТ возможно лишь в случае реализации научно обоснованных характеристик блокировки.

Однако вопросы совместного использования ДПМ и блокируемого ГТ в настоящее время изучены недостаточно. Поэтому с целью определения характеристик блокировки ГТ, а также анализа процессов, протекающих в трансмиссии при трогании с места и разгоне тракторного агрегата, разработана математическая модель для перспективного гусеничного трактора Волгоградского тракторного завода, оснащенного ДПМ, блокируемым ГТ, а также трехступенчатой коробкой передач. Поскольку разгон и сельскохозяйственные работы того или иного вида ведут, как правило, при неизменном передаточном числе коробки передач, механическая система тракторного агрегата включает четыре массы (рис. 1). При моделировании динамические процессы в ГТ учтены в соответствии с [1].

Математическая модель для тракторного агрегата была представлена следующей системой дифференциальных уравнений:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_d - M_{y1} - M_{r1};$$

$$(I_2 - I_{н.м}) \ddot{\varphi}_2 = M_{y1} + M_{r1} - M_n - M_\phi + (I_2 - I_{н.м}) E_1 D/B_1;$$

$$(I_3 - I_{т.м}) \ddot{\varphi}_3 = M_t + M_\phi - M_{y2} - M_{r2} - (M_{y1} + M_{r1} - M_n) \times \\ \times I_{н.м} / (I_2 - I_{н.м}) + (I_3 - I_{т.м}) E_2 D/B_2;$$

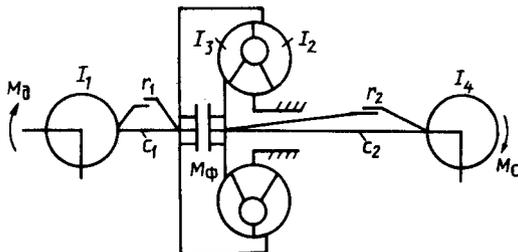
$$I_4 \ddot{\varphi}_4 = M_{y2} + M_{r2} - M_c;$$

$$\dot{Q} = -D/B_1,$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  — угловые перемещения масс с моментами инерции  $I_1, I_2, I_3, I_4$ ;  $M_d$  — крутящий момент на валу двигателя;  $M_{yi}$  — моменты упругих элементов;  $M_{ri}$  — моменты сил неупругого сопротивления;  $I_{н.м}, I_{т.м}$  — центробежные моменты, создаваемые в меридиальной плоскости жидкостью, взаимодействующей соответственно с насосным и турбинными колесами ГТ;  $M_n, M_t$  — моменты на насосном и турбинном колесах ГТ;  $M_c$  — момент сопро-

Рис. 1. Динамическая модель тракторного агрегата:

$c_i, r_i$  — приведенные жесткости упругих элементов и коэффициенты демпфирования



тивления движению трактора;  $Q$  — расход жидкости, обусловленный ее циркуляцией в ГТ в меридиальном направлении;  $E_1, E_2, B_1, B_2, D$  — коэффициенты, учитывающие геометрию рабочих колес ГТ, свойства жидкости и зависящие от ее расхода в меридиальном направлении [1].

Момент трения фрикциона блокировки  $M_{\phi}$  определяется в соответствии с [2] (учитываются потери на трение в элементах соединений дисков с ведущими и ведомыми деталями), момент сопротивления движению трактора и агрегируемой машины  $M_c$  — в соответствии с [3, 4].

При вычислении момента на валу двигателя и характеристик топливоподачи использовались уравнения регрессии, полученные в результате испытаний двигателя постоянной мощности СМД-86ПМ. Момент на валу двигателя определялся как

$$M_d = a_0 + a_1 q_{\text{ц}} + a_2 \omega_d q_{\text{ц}} - a_3 \omega_d^2,$$

где  $q_{\text{ц}}$  — цикловая подача топлива, кг;  $\omega_d$  — угловая скорость вращения вала двигателя;  $a_i$  — коэффициенты:  $a_0 = 0,847 \cdot 10^2$ ,  $a_1 = 0,40925 \cdot 10^6$ ,  $a_2 = 0,5645 \cdot 10^4$ ,  $a_3 = 0,708 \cdot 10^{-2}$ .

Цикловая подача топлива при работе двигателя на внешней скоростной характеристике  $q_{\text{ц}} = b_{\text{в}0}$ , где  $b_{\text{в}0} = 0,9048 \cdot 10^{-3}$ ; при работе на корректорной ее ветви  $q_{\text{ц}} = b_{\text{к}0} - b_{\text{к}1} \omega_d$ , где  $b_{\text{к}0} = 0,13824 \cdot 10^{-2}$ ,  $b_{\text{к}1} = 0,4022 \cdot 10^{-5}$ ; при работе на регуляторной ветви

$$q_{\text{ц}} = b_{\text{p}0} + b_{\text{p}1} \gamma - b_{\text{p}2} \omega_d - b_{\text{p}3} \omega_d \gamma + b_{\text{p}4} \gamma^2,$$

где  $\gamma$  — угол поворота рычага регулятора, определяющий скоростной режим ( $\gamma = \gamma_{\text{max}}$  соответствует режиму максимальной скорости вращения вала двигателя);  $b_{\text{p}0} = 0,1508 \cdot 10^{-2}$ ,  $b_{\text{p}1} = 0,3518 \cdot 10^{-2}$ ,  $b_{\text{p}2} = 0,16336 \cdot 10^{-4}$ ,  $b_{\text{p}3} = 0,11938 \cdot 10^{-4}$ ,  $b_{\text{p}4} = 0,17592 \cdot 10^{-2}$ .

В модели всережимный регулятор двигателя представлен аperiodическим звеном, параметры которого были определены экспериментальным путем.

В соответствии с описанной моделью разработана программа для ЭВМ и выполнены расчеты по определению характеристик блокировки ГТ и оценке динамических процессов, протекающих в трансмиссии при трогании и разгоне агрегата.

Критериями эффективности блокировки были минимальные время  $t_p$

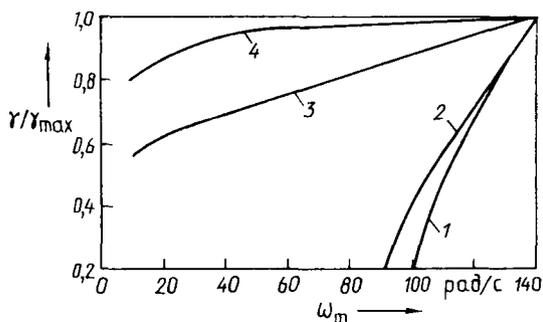


Рис. 2. Характеристика блокировки ГТ:

1, 3 — по критерию минимума  $G_p$ ; 2, 4 — по критерию минимума  $t_p$

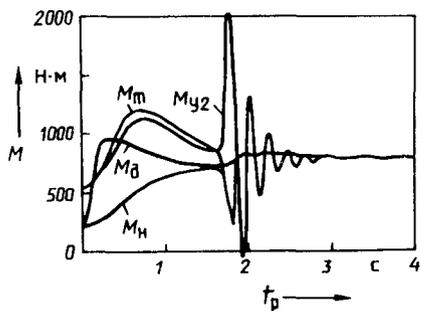


Рис. 3. Графики переходных процессов в трансмиссии при трогании с места и разгоне агрегата

разгона агрегата до  $v_{\max}$  и расход топлива за время разгона  $G_p$ . В качестве управляемого параметра принята угловая скорость вращения турбинного колеса ГТ  $\omega_T$  в момент блокировки. Исследования проводили при различных значениях  $\gamma$  и  $M_c$ . Оптимальное решение находили методом Гаусса—Зейделя.

Характеристики блокировки ГТ 1 и 2 (рис. 2) получены при загрузке тракторного агрегата, близкой к номинальной, а характеристики 3 и 4 — при загрузке, составляющей 50 % от номинальной. Характеристики блокировки, определенные по принятым критериям, различны. Существенное влияние на эти характеристики оказывает уровень загрузки тракторного агрегата. Чем он ниже, тем раньше необходимо блокировать ГТ. При загрузке агрегата, составляющей менее 50 % от номинальной, движение с разблокированным ГТ, исходя из первого критерия, вообще нецелесообразно.

После блокировки ГТ, как известно, имеет место нестабильность скорости вращения турбинного колеса. Для исключения случайного срабатывания фрикциона характеристики блокировки и разблокировки должны иметь гистерезис, величина которого определяется максимальной амплитудой  $\omega_T$ . Степень стабильности  $\omega_T$  существенно зависит от продолжительности включения фрикциона блокировки (в ходе исследования изменялась в пределах 0,05—0,50 с).

Максимальный размах колебаний в переходном процессе, обусловленном блокировкой ГТ, при  $\gamma_{\max}$  не превышает 14 рад/с. Частота колебаний  $\omega_T$  — 3,5—4,5 Гц. Разность угловых скоростей турбинного колеса, соответствующих моментам блокировки и разблокировки ГТ, определяющая величину гистерезиса, при  $\gamma_{\max}$  может быть принята равной 20 рад/с, а при  $0,5\gamma_{\max}$  — 15 рад/с.

При моделировании полагали, что изменение  $\gamma$  от  $0,1\gamma_{\max}$  до  $\gamma_{\max}$  происходит за 0,7 с. Как видно из рис. 3, при продолжительности разгона 1,75 с происходит блокировка гидротрансформатора, что приводит к колебаниям значений крутящих моментов в элементах трансмиссии, особо значительным в упругом звене с жесткостью  $c_2$ . Как показали исследования, максимальные амплитуды  $M_{\gamma 2}$  достигают 1500 Н·м, что превышает допустимые нормы. Для уменьшения динамических нагрузок на элементы трансмиссии в системе управления блокировкой ГТ необходимо предусмотреть механизм плавного включения фрикциона.

Приведенные выше результаты исследований могут быть использованы при создании системы автоматического управления блокировкой гидротрансформатора и доводке конструкции тракторов.

#### Список литературы

1. Лаптев Ю.Н. Динамика гидродинамических передач. М., 1983.
2. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. Мн., 1973.
3. Анисимов В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М., 1976.
4. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., 1975.

УДК 629.113.2

В.С. БАЕВ, канд. техн. наук (БПИ)

### О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ В МЕЖОСЕВОМ ПРИВОДЕ ТРАКТОРА КЛАССА 2

Полноприводные трансмиссии с межосевыми муфтами свободного хода, широко используемые в тракторах, обеспечивают достаточно высокие тягово-сцепные свойства трактора, но не всегда позволяют реализовывать его удовлетворительную поворачиваемость. В автомобильной технике улучшение поворачиваемости машин при сохранении их высоких тягово-сцепных свойств достигается за счет применения дифференциальной межосевой связи.

Как показывают исследования, проведенные применительно к трактору класса 2 [1], дифференциальной межосевой привод в обычных условиях эксплуатации позволяет получить аналогичные результаты. Исключение составляют случаи движения трактора с большой крюковой нагрузкой, близкой к номинальной, и при значительной разгрузке переднего ведущего моста, когда на него приходится менее 15–20 % общего веса трактора. При этом из-за проявления дифференциального эффекта тягово-сцепные свойства трактора несколько снижаются. Поэтому межосевой привод должен сочетать в себе свойства блокированного и дифференциального приводов, что может быть достигнуто за счет применения в приводе дифференциала повышенного трения.

В большинстве конструкций дифференциалов повышенного трения момент трения создают специальные фрикционные муфты, который растет или уменьшается с увеличением тяговой нагрузки либо остается постоянным. Это позволяет подвести к колесам, имеющим лучшие сцепные качества, больший крутящий момент. Дифференциалы с постоянным и увеличивающимся мо-