

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ, СЕРВИСНОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ЛЕСНЫХ МАШИН

М.Я. Дурманов, Б.Г. Мартынов, С.В. Спиридонов, О.А. Михайлов  
Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет

## ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИННО- ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Для определения оптимальных конструктивных параметров элементов силовой передачи лесохозяйственного машинно-тракторного агрегата (МТА) необходимо знать частотные характеристики касательной силы тяги, в зависимости от частоты колебаний нагрузки на ведущих звездочках и скорости движения [1,2]. Количество энергии, затрачиваемой на реализацию касательной силы МТА в пахотном режиме, определяется поверхностью состояния амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) касательной силы [2]. Энергозатраты влияют не только на показатели эксплуатационной эффективности МТА, но и на динамическую нагрузку дизеля и силовой передачи, а следовательно определяют ресурсные показатели их элементов [1].

Целью исследования является оценка динамической составляющей касательной силы и динамической нагрузки силовой передачи лесохозяйственного МТА на базе трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме. Для решения этой задачи была разработана вычислительная модель функционирования МТА, позволяющая на стадии проектирования определять значения показателей эксплуатационной нагрузки и согласовывать их с конструктивными параметрами.

Задача исследования заключается в определении динамической составляющей касательной силы тяги и динамической нагрузки в силовой передаче МТА.

Регулярная компонента касательной силы  $F_{\text{ко}}^{\text{п}}$ , затрачиваемая на преодоление регулярных сил сопротивления, определяется формулой

$$F_{\text{ко}}^{\text{п}} = g(m \cdot \sin \alpha + f_{\text{тк}} m_{\text{т}} \cos \alpha) + m_{\text{пл}} g(\sin \alpha + f_{\text{тс}} \cos \alpha) + \\ + \kappa_{\text{п}} (1 - \delta_s) ab + \left( \frac{\pi R}{30 i_{\text{т}}} \right)^2 \xi ab n_o^2 + q_{\kappa} \delta_s ab ; \quad (1)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;  $m$  – масса МТА,  $m = m_{\text{т}} + m_{\text{пл}}$ ;  $m_{\text{т}}$  – масса трактора;  $m_{\text{пл}}$  – масса плуга;  $\alpha$  – угол подъема участка пути;

$f_{\text{TK}}, f_{\text{TC}}$  – коэффициенты трения качения движителя и трения скольжения плуга о дно и стенку борозды, соответственно;  $\kappa_{\text{п}}$  – удельное сопротивление почвы;  $a, b$  – глубина обработки почвы и ширина захвата плуга;  $\xi$  – коэффициент динамичности;  $q_k$  – удельное усилие для разрыва корней, находящихся в почве;  $\delta_s$  – часть площади поперечного сечения пласта, которая зависит от свойств древесной породы распространять корни в пахотном горизонте;  $R$  – радиус ведущих звездочек;  $i_{\text{д}}$  – передаточное число трансмиссии.

Динамическая нагруженность в силовой передаче МТА в спектре частот  $\omega = 0 \dots 30 \text{ с}^{-1}$  и динамическая составляющая касательной силы в спектре частот  $\omega = 0 \dots 12 \text{ с}^{-1}$  определяются по формуле (при  $s=j\omega$ )

$$F_{\text{к}}^{\text{п}}(\omega) = \frac{F_c^a R}{\omega_{\text{сн}}} (2A_3 + A_4) \cdot \int_0^{\omega} |U_{11}(j\omega)| \cdot d\omega + \frac{f_{\text{TK}}}{\omega_{\text{сн}}} \cdot \int_0^{\omega} |\Theta_{\text{в}}^{\text{п}}(j\omega)| \cdot d\omega, \quad (2)$$

где  $F_c^a$  – величина амплитуды переменной составляющей нагрузки;  $A_3 = \left(\frac{\pi R}{30i_{\text{т}}}\right)^2 \xi ab$ ;  $A_4 = \frac{\pi R}{30i_{\text{т}}} m$ ;  $\omega_{\text{сн}}$  – собственная низшая частота процесса;  $U_{11}(j\omega)$  – передаточная функция частоты вращения коленчатого вала дизеля;  $\Theta_{\text{в}}^{\text{п}}(j\omega)$  – передаточная функция колебаний подрессоренной массы МТА в продольно-вертикальной плоскости.

Очевидно [1], что функционирование дизелей МТА реализуется на регуляторной ветви скоростной характеристики. Поэтому дизель можно рассматривать как линейный объект управления [3], что значительно упрощает решение задачи энергозатрат.

Для математического описания неустановившихся режимов функционирования МТА используем аппарат передаточных функций [3]. Входные воздействия для МТА: со стороны пашни – неровности микрорельефа и неоднородность почвы, являющиеся причиной колебаний сил сопротивления  $F_c(t)$  на ведущих звездочках; со стороны оператора – изменения положения органа  $h(t)$ , задающего величину цикловой подачи топлива.

Передаточные функции по возмущающему воздействию (при  $h_0 = \text{const}$ ):

– частоты вращения энергосиловой установки МТА:

$$U_{11}(s) = \frac{\kappa_{\text{д1}}(T_2^2 s^2 + 2T_2 \xi_1 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_3^2 s^2 + 2T_3 \xi_2 s + 1)(T_4 s + 1)}, \quad (3)$$

где  $\kappa_{\text{д1}}$  – коэффициент передачи частоты вращения;  $T_1, T_2, T_3, T_4$  – постоянные времени;  $\xi_1, \xi_2$  – коэффициенты затухания;

– колебаний остова МТА в продольно-вертикальной плоскости в пахотном режиме, при  $s = j\omega$  [2]:

$$|\Theta_B^n(j\omega)| = k'_o c_1 \omega^2 \sqrt{\frac{[\mu_o m_1 m_2 \omega^2 (\frac{1}{\tau \lambda_H} - 1) + c_1 (m' + \frac{1}{\tau \lambda_H} m'')]^2 + [\mu_o m_1 m_2 \omega^4 - \omega^2 (m_1 c_1 + m_2 c_1 + \beta_1^2) + c_1^2]^2 + \dots + \omega^2 \beta_1^2 (m' - \frac{1}{\tau \lambda_H} m'')^2}{\dots + \omega^2 [\beta_1 (c_1 - m_2 \omega^2) - \beta_1 (c_1 - m_1 \omega^2)]^2}}, \quad (4)$$

где  $k'_o = \cos(2\pi l_k / l_H) \approx 0,7$ ;  $l_k$  – расстояние между осями кареток;  $l_H$  – длина неровности микрорельефа пашни;  $c_1$  – жесткость подрессоривания опор,  $c_1 = 1400$  кН/м;  $\omega$  – частота повторения неровности,  $\omega = 2\pi \nu / l_H$ ;  $\nu$  – скорость движения МТА;  $\beta_1$  – параметр демпфирования,  $\beta_1 = 2\nu_{\text{п}} \sqrt{c_1 m}$ ;  $\nu_{\text{п}} = 0,3$ ;  $\mu_o = 1 - \frac{m_o}{m_1 + m_2} = 0,66$ ;  $m_o = \frac{I_c - m_{\text{тп}} l_1 l_2}{l^2} = 5544,5$  кг;  $m_1 = \frac{I_c + m_{\text{по}} l_2^2}{l^2} = 9599,2$  кг;  $m_2 = \frac{I_c + m_{\text{зо}} l_1^2}{l^2} = 7003,7$  кг;  $m_{\text{тп}}$  – подрессоренная масса трактора,  $m_{\text{тп}} = 8400$  кг;  $m_{\text{по}}$  – масса трактора, приходящаяся на ось передних кареток,  $m_{\text{по}} = 4400$  кг;  $m_{\text{зо}}$  – масса трактора, приходящаяся на ось задних кареток,  $m_{\text{зо}} = 4000$  кг;  $l$  – межосевое расстояние,  $l = l_1 + l_2 = 1,75$  м;  $l_1 = 0,31$  м;  $l_2 = 1,44$  м;  $I_c$  – момент инерции системы,  $I_c \approx m_{\text{тп}} l_1 l_2$ ,  $I_c = 23936$  кг·м<sup>2</sup>;  $m' = m_o + m_1$ ;  $m'' = m_o + m_2$ ;  $\tau = l/\nu$ ;  $\lambda_H$  – доминирующая низшая частота собственных колебаний остова трактора.

Для МТА с дизелем СМД-20Т.04:  $\kappa_{\text{д1}} = 1,80$  (Н·м·мин)<sup>-1</sup>;  $T_1$  – постоянная времени МТА,  $T_1 = \frac{\pi}{30} \left( I_{\text{д}} + \frac{mR^2}{i_{\text{т}}^2} \right) \frac{n_{\text{н}}^2}{N_{\text{н}}}$ ;  $T_2 = 0,531$  с<sup>-1</sup>;  $T_3 = 0,398$  с<sup>-1</sup>;  $T_4 = 0,354$  с<sup>-1</sup>;  $\xi_1 = 0,30$ ;  $\xi_2 = 0,25$ ;  $I_{\text{д}}$  – приведенный момент инерции дизеля,  $I_{\text{д}} = 2,4$  кг·м<sup>2</sup>;  $n_{\text{н}}$  – номинальная частота вращения коленчатого вала дизеля;  $N_{\text{н}}$  – номинальная мощность дизеля [2].

Подставляя в (2) значения  $|U_{11}(j\omega)|$  (3) и  $|\Theta_B^n(j\omega)|$  (4), определяем динамическую составляющую касательной силы МТА на базе трактора ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70-4 в пахотном режиме:  $i_{\text{т}} = 34,84$ ;  $R = 0,238$  м;  $\alpha = 3^\circ$ ;  $m = m_{\text{т}} + m_{\text{пл}}$ ;  $m_{\text{т}} = 10400$  кг;  $m_{\text{пл}} = 520$  кг;  $f_{\text{тк}} = 0,18$ ;  $f_{\text{тс}} = 0,40$ ;  $a = 0,15$  м;  $b = 0,7$  м;  $\kappa_{\text{п}} = 6 \cdot 10^4$  Н/м;  $\xi = 2000$  кг/м<sup>3</sup>;  $n_o = 0,8 n_{\text{н}}$ ;  $n_{\text{н}} = 1800$  мин<sup>-1</sup>;  $N_{\text{н}} = 88$  кВт;  $\delta_s = 0,05$ ;  $q_{\text{к}} = 3 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $F_c^a = 1920$  Н;  $\eta_{\text{м}} = 0,68$ .

Динамическая составляющая касательной силы МТА рассчитывалась для варьлируемых конструктивных параметров жесткости подвеса трактора  $c_1=1400$  и  $840$  кН/м, и установке корректирующих устройств (КУ) в топливный насос высокого давления и главную масляную магистраль (ГММ) дизеля [1]. В качестве первого корректирующего устройства использовался гаситель колебаний рейки топливного насоса (РТН), позволяющий снизить амплитуду колебаний рейки и отрицательное действие гидродинамической силы на качество процесса регулирования скорости. Второе корректирующее устройство устанавливалось в ГММ и позволяло улучшить смазочный режим за счет изменения фазового запаздывания приращения давления масла в ГММ с  $-180^\circ$  до  $-45^\circ$  [1], уменьшив амплитуду колебаний момента механических потерь и величину сил трения.

Динамическая нагруженность в силовой передаче МТА, в штатной комплектации ( $c_1=1400$  кН/м), в спектре частот  $\omega = 0 \dots 30$  с<sup>-1</sup> равна  $140$  кН; при  $c_1=840$  кН/м с установленными гасителями колебаний в системе подрессоривания, РТН и КУ в ГММ дизеля –  $98$  кН.

Динамическая составляющая касательной силы в низкочастотном спектре, ограниченном инерционностью масс МТА и дизеля, вычислена при  $c_1=1400$  кН/м – в штатной комплектации; при  $c_1=1400$  кН/м и  $840$  кН/м – с гасителями колебаний в системе подрессоривания, РТН и КУ в ГММ дизеля. Результаты вычислений динамической составляющей касательной силы сведены в таблицу.

**Таблица – Результаты расчета динамической составляющей и эффективно реализуемой касательной силы МТА на базе трактора ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70-4 в пахотном режиме при детерминированном возмущении**

Установка гасителей колебаний МТА, РТН и КУ в ГММ дизеля	Динамическая составляющая касательной силы, кН	
	$c_1= 1400$ кН/м	$c_1= 840$ кН/м
отсутствуют	10,14	11,98
имеются	7,75	9,60
	$F_{\hat{e}\hat{y}}^{\dot{i}} = F_{\hat{e}\hat{t}}^{\dot{i}} - F_{\hat{e}}^{\dot{i}} (\omega)$	
отсутствуют	37,79	35,95
имеются	40,18	38,33

## Литература

1. Антипин, В.П. Производительность, энергозатраты и ресурс машинно-тракторного агрегата / В. П. Антипин, М. Я. Дурманов, Г. В. Каршев – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 484 с.

2. Дурманов, М.Я. Оценка динамической нагруженности силовой передачи лесохозяйственного машинно-тракторного агрегата на стадии проектирования / М.Я. Дурманов, О.А. Михайлов, С.В. Спиридонов // Сборник статей по материалам научно-технической конференции института технологических машин и транспорта леса по итогам научно-исследовательских работ 2017 / отв. ред. В.А. Соколова - СПб: СПбГЛТУ, 2018.- С.174-183. DOI:10.21266/SPB FTU.2018.NTK.1

3. Крутов В. И., Данилов Ф. М., Кузьмик П. К. и др. Основы теории автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1984. – 368 с.

**А.А. Селиверстов, И.В. Симонова**  
Петрозаводский государственный университет

### **КАЧЕСТВО ЭКСПОРТИРУЕМЫХ КРУГЛЫХ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ**

Интенсификация применения сортиментного метода на базе харвестера и форвардера для лесозаготовительных операций не решило проблему повреждения круглых лесоматериалов. Основные потери качества лесоматериалов происходят при выполнении технологических операций валки, обрезки сучьев, раскряжевки, трелевки, складирования и вывозки. В связи с этим, объемные потери, отражающиеся на потери стоимости экспортируемых лесоматериалов, не могут быть игнорированы лесозаготовителями.

Проведенные кафедрой транспортных и технологических машин и оборудования института лесных, горных и строительных наук (ИЛГСН) ПетрГУ исследования по влиянию лесозаготовительных комплексов в составе харвестера и форвардера на качество круглых лесоматериалов в условиях Республики Карелия и Вологодской области показали, что для разных видов и породных составов лесоматериалов потери качества по объему (брака) могут достигать 2,3% [1], [2]. Кроме того, несоответствие техническим требованиям к качеству поставляемых лесоматериалов, внесенных в контракт между лесозаготовительной компанией и покупателем древесины, приводило к тому, что тот или иной вид лесоматериала не принимался (выбраковывался) или переводился в другой сорт соответственно его качеству.

Потери качества при поставках дорогостоящих фанерных бревен могут достигать 15 % и для хвойных пиловочных бревен – 7% от объема партии (при среднем объеме судовой партии 1298 куб. м.) [2]. Очевидны существенные потери стоимости поставляемых лесомате-