

# ТЕХНОЛОГИЯ ЗАГОТОВКИ И МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ДРЕВЕСИНЫ

УДК 629.114.2-585

DOI: 10.53374/1993-0135-2024-5-43-48

Хвойные бореальной зоны. 2024. Т. XLII, № 5. С. 43–48

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЛУОСИ ГУСЕНИЧНОГО ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА

С. Н. Орловский<sup>1</sup>, С. Ш. Саая<sup>2</sup>, С. Н. Долматов<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Красноярский государственный аграрный университет  
Российская Федерация, 660049, Красноярск, просп. Мира, 90

<sup>2</sup>Тувинский государственный университет  
Российская Федерация, Республика Тыва, 667000, Кызыл, ул. Ленина, 36

<sup>3</sup>Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева  
Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, просп. им. газеты «Красноярский рабочий», 31

E-mail: <sup>1</sup>orlovskiysergey@mail.ru; <sup>2</sup>sai-suu2014@yandex.ru; <sup>3</sup>pipinaskus@mail.ru

*В настоящее время в лесной отрасли, особое внимание уделяется тенденции создания комплексов технических систем, которые должны обеспечить полную механизацию всех технологических процессов, увеличить ресурс машин и механизмов, снизить затраты на техническое обслуживание и ремонт. Совершенствование трансмиссии лесохозяйственных, транспортных, дорожно-строительных машин – важная и актуальная задача. Снижение жесткости кинематических цепей трансмиссии, в том числе увеличение упругих характеристик полуосей, объясняется необходимостью снизить интенсивность колебательных процессов и повысить динамические качества силового привода. Снижение показателей жесткости полуосей с сохранением линейности их упругой характеристики эффективно влияет на уменьшение величины амплитуд динамических колебаний при средненагруженных установившихся режимах работы, но может привести к значительным перегрузкам при неустановившихся переходных режимах. В работе предлагается один из подходов выбора оптимальной нелинейной упругой характеристики полуоси на основе статистической динамики, многокритериальной оптимизации и теории механических колебаний. Экспериментальные исследования динамической нагруженности трансмиссии показали, что из установившихся режимов работы (тяговый, бульдозирование и др.) наибольшие средние статические и динамические показатели наблюдаются при бульдозировании грунта ( $M_{та} = 4200$  Нм,  $b_m = 600$  Нм). Полуось с расчетными показателями упругости снижает динамические составляющие, действующие в кинематической цепи двигатель – ходовая часть до 50% и увеличивает усталостную долговечность деталей трансмиссии от 1,5 до 7 раз. Предложенная методика может быть применена на стадии проектирования с целью снижения динамической нагруженности трансмиссии.*

**Ключевые слова:** гусеничный трактор, динамика, нагрузки, модели, упругость, параметры, колебания.

*Conifers of the boreal area. 2024, Vol. XLII, No. 5, P. 43–48*

## JUSTIFICATION OF THE ELASTIC CHARACTERISTICS OF THE AXLE SHAFTS PARAMETERS OF CATERPILLAR FORESTRY TRACTOR

S. N. Orlovsky<sup>1</sup>, S. Sh. Saaya<sup>2</sup>, S. N. Dolmatov<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Krasnoyarsk State Agrarian University  
90 Mira Av., Krasnoyarsk, 660049, Russian Federation

<sup>2</sup>Tuva State University  
36, Lenina st., Kyzyl, Republic of Tyva, 667000, Russian Federation

<sup>3</sup>Reshetnev Siberian State University of Science and Technology  
31, Krasnoyarskii rabochii prospekt, Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation  
E-mail: <sup>1</sup>orlovskiysergey@mail.ru; <sup>2</sup>sai-suu2014@yandex.ru; <sup>3</sup>pipinaskus@mail.ru

*Currently, special attention in the forestry industry is paid to the trend of creating complexes of technical systems that should ensure complete mechanization of all technological processes, increase the service life of machines and mechanisms, and reduce the costs of maintenance and repair. Improving the transmission of forestry, transport, and road-building machines is an important and urgent task. The reduction in the rigidity of the kinematic chains of the*

*transmission, including an increase in the elastic characteristics of the axle shafts, is explained by the need to reduce the intensity of oscillatory processes and improve the dynamic qualities of the power drive. Reducing the rigidity of axle shafts while maintaining the linearity of their elastic characteristics effectively reduces the amplitudes of dynamic vibrations under moderately loaded steady-state operating conditions, but can lead to significant overloads under unsteady transient conditions. The paper proposes one of the approaches to selecting the optimal nonlinear elastic characteristics of the axle shaft based on statistical dynamics, multicriteria optimization and the theory of mechanical vibrations. Experimental studies of the dynamic load of the transmission have shown that of the steady-state operating modes (traction, bulldozing, etc.), the highest average static and dynamic indicators are observed during soil bulldozing ( $M_{ma} = 4200 \text{ Nm}$ ,  $bt = 600 \text{ Nm}$ ). An axle shaft with calculated elasticity indicators reduces the dynamic components acting in the kinematic chain of the engine – chassis by up to 50% and increases the fatigue life of transmission parts from 1.5 to 7 times. The proposed methodology can be applied at the design stage in order to reduce the dynamic load of the transmission.*

**Keywords:** *caterpillar tractor, dynamics, loads, models, elasticity, parameters, vibrations.*

## ВВЕДЕНИЕ

Работа сельскохозяйственных и лесозаготовительных тракторов сопровождается необходимостью движения в различных почвенно-грунтовых условиях. Лесозаготовительные тракторы и тракторы, применяемые на дорожно-строительных работах, эксплуатируются не подготовленных площадках, с наличием пней, валунов. Движение тракторов в таких условиях приводит к возникновению высоких динамических нагрузок в кинематическом цепочках функциональной связи двигатель – ходовая часть, что снижает ресурс узлов и деталей, повышает риск аварийных разрушений.

Для снижения величин действующих нагрузок в трансмиссии лесозаготовительных и сельскохозяйственных тракторов применяют различные конструкции, обеспечивающие снижение жесткости кинематической связи двигатель – орудие труда. Используются: упругие элементы в навеске агрегируемого орудия, введение элементов конструкции с повышенной податливостью и упругостью, применение демпферов, методы снижения динамической нагрузки от ходовой части в виде подрессоривания катков, введения внутренней амортизации, ошиновки катков и беговых дорожек гусеничных лент. Задача снижения динамических нагрузок на трансмиссию машин решается, например, путем применения упругих муфт [1; 2]. Конкретное предложение сводится к установке в бортовые передачи гусеничного трактора Четра С-315 упругого элемента с повышенной податливостью. Предложенное решение [3] позволяет снизить до 20...35 % величины динамических нагрузок в режимах входа и выхода в поворот гусеничного трактора. Применение в трансмиссии реактивного элемента с переменной податливостью убедительно позволяет снижать величины амплитуд динамической нагруженности [4; 5].

Наряду с положительными качествами введение нежестких элементов повышенной податливости приводит к нежелательному усложнению и удорожанию конструкции, возникновению потерь на трение и нагрев, снижение КПД трансмиссии, поэтому традиционные конструкции с жесткой передачей крутящего момента валами продолжают выпускаться и успешно применяться. Резервы совершенствования конструкции имеются в проработке исполнения валов и полуосей с возможным приданием им торсионных качеств, т. е. обоснованным введением определенной упругости в рамках действия гуконских сил.

## ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Выбор оптимальных параметров упругой характеристики полуоси гусеничного лесозаготовительного трактора методом обоснования нелинейной упругой характеристики полуоси на основе статистической динамики, многокритериальной оптимизации и теории механических колебаний.

## МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В работе рассматривается один из подходов выбора оптимальной нелинейной упругой характеристики полуоси гусеничного сельскохозяйственного трактора промышленной модификации на основе методов статистической динамики, многокритериальной оптимизации и теории механических колебаний.

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Доказано, что упругие элементы с кусочно-линейными или гладкими нелинейными характеристиками податливостей, применяемые в трансмиссиях тракторов, эффективно влияют на снижение динамических нагрузок [6, 7]. Намечившаяся в настоящее время тенденция к снижению жесткости трансмиссии, и, в частности, полуосей, объясняется необходимостью снизить интенсивность колебательных процессов и повысить динамические качества силового привода. Уменьшение жесткости полуосей с сохранением линейности их упругой характеристики эффективно влияет на снижение амплитуд динамических колебаний при средненагруженных установившихся режимах работы, но может привести к значительным перегрузкам при неустановившихся переходных режимах. Эксплуатация тракторов на лесозаготовках, в лесном хозяйстве и на дорожно-строительных работах характеризуется крайне неравномерными условиями движения. Двигатель и соответственно трансмиссия, как правило, работают в неустановившемся режиме [8]. Таким образом, упругая характеристика полуоси должна быть более гибкой по своим динамическим качествам с учётом различного уровня эксплуатационной нагрузки трактора. Этим требованиям отвечает нелинейная упругая характеристика, выбор оптимальных параметров которой затрудняется сложностью исследования нелинейных систем при случайном характере действующих нагрузок.

Следуя типовой цепочной динамической схеме силовой передачи трактора с  $n + 1$  массами, имеющей

моменты инерции  $J_k$ , соединенными безмассовыми жесткостями  $C_k$ , при случайных возмущениях  $P_k$  и демпфирующих силах с коэффициентами демпфирования  $B_k$  уравнения движения системы имеют вид [9; 10]:

$$\begin{aligned}
 & J_1 \ddot{X}_1 + B_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_1 (x_1 - x_2) = P_1(t), \\
 & \dots \dots \dots \\
 & J_{m-1} \ddot{X}_{m-1} - B_{m-2} (\dot{x}_{m-2} - \dot{x}_{m-1}) + B_{m-1} (\dot{x}_{m-1} - \dot{x}_m) - \\
 & - C_{m-2} (x_{m-2} - x_{m-1}) + C_{m-1} (x_{m-1} - x_m) = P_{m-1}(t), \\
 & J_m \ddot{X}_m - B_{m-1} (\dot{x}_{m-1} - \dot{x}_m) + B_m (\dot{x}_m - \dot{x}_{m+1}) - \\
 & - C_{m-1} (x_{m-1} - x_m) + f(x_m - x_{m+1}) = P_m(t), \\
 & J_{m+1} \ddot{X}_{m+1} - B_m (\dot{x}_m - \dot{x}_{m+1}) + B_{m+1} (\dot{x}_{m+1} - \dot{x}_{m+2}) - \\
 & - f(x_m - x_{m+1}) + C_{m+1} (x_{m+1} - x_{m+2}) = P_{m+1}(t), \\
 & J_{m+2} \ddot{X}_{m+2} - B_{m+1} (\dot{x}_{m+1} - \dot{x}_{m+2}) + B_{m+2} (\dot{x}_{m+2} - \dot{x}_{m+3}) - \\
 & - C_{m+1} (x_{m+1} - x_{m+2}) + C_{m+2} (x_{m+2} - x_{m+3}) = P_{m+2}(t), \\
 & \dots \dots \dots \\
 & J_{n+1} \ddot{X}_{n+1} - B_n (\dot{x}_n - \dot{x}_{n+1}) - C_n (x_n - x_{n+1}) = P_n + f(t),
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

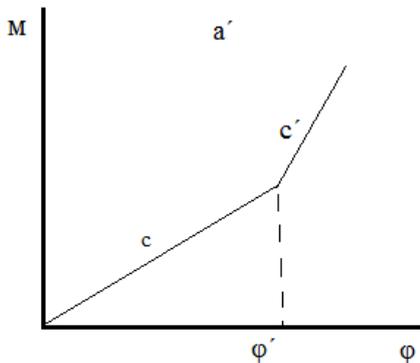
где функция  $f(\varphi_m)$   $\varphi_m = x_m - x_{m+1}$  – угол закручивания вала, описывающий упругую характеристику полуоси. Анализ современных работ показывает, что упругая характеристика (рис. 1) может иметь вид кусочно-линейный:

$$f(\varphi_m) = \begin{cases} C_m \varphi_m, & \varphi_m \leq \varphi_m^0, \\ C_m \varphi_m^0 + C_n' (\varphi_m - \varphi_m^0), & \varphi_m \geq \varphi_m^0, \end{cases}
 \tag{2}$$

где  $C_m$  и  $C_n'$  – жёсткости линейных участков упругой характеристики и гладкой нелинейности.

$$f(\varphi_m) = C_m \varphi_m + \mu \varphi_m^3,
 \tag{3}$$

Для решения системы (1) с данными нелинейностями применяем метод статистической линеаризации, заменяя  $f(\varphi_m)$  эквивалентным линейным членом  $k_3 \varphi_m$  в статистическом смысле. Найденные по критерию минимума среднего квадратичного отклонения между линейной и нелинейной функциями (3) коэффициенты эквивалентности  $k_3$  для (2) и (3) имеют соответственно выражения [11–13]:



$$k_3 = C_m' + (C_m - C_m') \varphi_m^0 \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{1}{\sigma_m}, \quad k_3 = C_m + 3\mu D_m,$$

где  $D_m = \sigma_m^2$  – дисперсия колебаний на полуоси.

Дальнейший анализ уже линейной системы выполнен на основе методики, изложенной в работе [8]. Можно, определить статистические характеристики нагруженности  $k$ -го вала системы. Спектральная плотность определяется так:

$$S_k(\omega) = \frac{S_c(\omega)}{(T_0 - i\omega T_1 - \omega^2 T_2) \cdot (T_0 + i\omega T_1 - \omega^2 T_2)},$$

где  $T_0, T_1, T_2$  – константы амплитудно-частотной характеристики.

При аппроксимации спектральной плотности основного воздействия, действующего на  $n + 1$  массу, дисперсия на  $k$ -м валу выражается так (рис. 1):

$$S_c(\omega) = \frac{2\alpha\sigma^2}{\pi} \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)^2 + 4\alpha^2\omega^2},$$

$$D_k^c = D^c \frac{\left( \alpha T_2^2 \omega^2 + 2\alpha^2 T_1 T_2 + \alpha T_0 T_2 + \alpha T_1^2 + T_0 T_1 \right)}{\left[ T_2^2 \omega^4 + (2\alpha T_1 T_2 + T_1^2 - 2T_0 T_2) \omega^2 + T_0^2 + \right] T_0 T_1}$$

где  $D^c$  – дисперсия основного воздействия (например, сопротивление грунта при бульдозеровании),

$$\beta^2 = \alpha^2 + \beta^2,$$

$$T_0 = \frac{(J_1 + \dots + J_{n+1})}{(J_1 + \dots + J_k)}, \quad T_1 = \frac{\square T_0}{\pi \omega_g},$$

$$T_2 = \left[ \frac{J_1 \left( \sum_{i=0}^{n+1} J_i \right)}{C_1} + \dots + \frac{\left( \sum_{i=1}^{m-1} J_i \right) \left( \sum_{i=m}^{m-1} J_i \right)}{C_{m-1}} + \dots + \frac{\left( \sum_{i=1}^m J_i \right) \left( \sum_{m+1}^{n+1} J_i \right)}{k_3} + \frac{\left( \sum_{i=1}^n J_i \right) J_{n+1}}{C_n} \right].$$

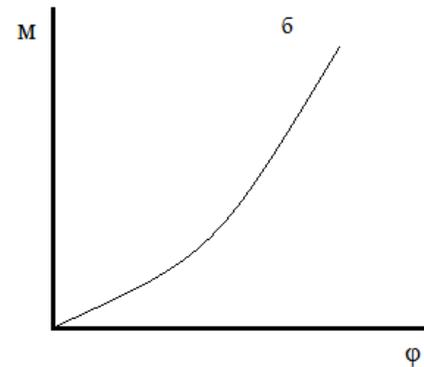


Рис. 1. Упругая характеристика полуоси: а – кусочно-линейная; б – гладкая нелинейная

В выражении вместо параметра жесткости полуоси  $C_m$  будет находиться коэффициент эквивалентности  $k_3$ ;  $\delta$  – логарифмический декремент затухания;  $\omega_3$  – эффективная частота.

Для выбора оптимальной упругой характеристики полуоси (т. е. параметров  $C_m, C'_m, \phi_m$  или  $C_m, \mu$  необходимо рассмотреть два режима работ трактора: установившийся и переходный как наиболее нагруженные. Угол преломления  $\phi_m^0$  кусочно-линейной упругой характеристики целесообразно брать равным углу закручивания полуоси при среднем статистическом моменте  $M_{ma}$  или при сумме среднего статистического и среднего динамического моментов  $M_{ma} + \delta_m$  для установившегося режима. Для выбора оптимальных параметров необходимо сформулировать критерии качества.

К основным требованиям улучшения динамических свойств необходимо отнести следующие:

- минимизация дисперсии колебаний динамической нагрузки исследуемых участков силовой передачи от основных возмущающих воздействий;
- отстройка системы от резонансных участков (т.е. уменьшение резонансных колебаний);
- выполнение требований к запасу усталостной и статической прочности полуоси.

Решение многокритериальных задач оптимизации целесообразно проводить методом ЛП  $\tau$  – поиска [14; 15]. Данный метод позволяет по выбору многомерных пробных точек значения жесткостных параметров построить множество допустимых вариантов упругих характеристик. Изложенная методика была применена при оценке рациональных параметров кусочно-линейной упругой характеристики вала заднего моста-полуоси лесохозяйственного гусеничного трактора промышленной модификации (Т-4АП2). Экспериментальные исследования динамической нагруженности трансмиссии показали, что из установившихся режимов работы (тяговый, бульдозирование и др.) наибольшие средние статические и динамические показатели наблюдаются при бульдозировании грунта ( $M_{ma} = 4200$  Нм,  $b_r = 600$ Нм). В случае неустановившихся (переходных) режимов работы (резкое торможение при бульдозировании, внедрение отвала в грунт, переходные процессы при тяговых испытаниях, переключение передач и т. д.) динамические процессы являются нестационарными, случайными процессами, максимальные статический и динамический моменты ( $M_{ma} \approx 6400$  Нм,  $b_m = 1300$  Нм) наблюдаются при внедрении отвала в грунт на максимальной скорости холостого хода.

Для расчета была принята 15-массовая крутильно-колебательная динамическая система с основными случайными воздействиями со стороны грунта при бульдозировании  $P_c$  и гусеничного зацепления  $P_r$  [8].

Критериями качества были выбраны следующие:

$k_c = D_c^k / D_c$  – коэффициент снижения дисперсии на  $k$ -ом участке трансмиссии при воздействии  $P_c$ ;

$k_r = D_r^k / D_r$  – коэффициент снижения дисперсии на  $k$ -ом участке при воздействии  $P_r$  ( $D^k$  – дисперсия гусеничного воздействия);

где  $D_k^r$  – дисперсия от  $P_r$  на  $k$ -ом участке);

$n_\tau^c$  – коэффициент запаса усталостной прочности полуоси;

$n_\tau^c$  – коэффициент запаса статической прочности полуоси.

Коэффициенты  $n_\tau^{\delta}, n_\tau^c$  были выражены через варьируемые жесткостные параметры полуоси. Интервалы варьирования параметров кусочно-линейной характеристики следующие:

$$\begin{aligned} 0,2 C_c \leq C \leq 5 C_c, \\ 0,2 C'c \leq C' \leq C'c, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $C_c$  – жесткость полуоси серийной модели трактора. За  $\phi_m^0$  был принят угол, соответствующий углу закрутки вала при моменте, равном сумме моментов

$$\phi_{0m} = \frac{M_{m\alpha + \beta m}}{C_c} = 5^0 - 6^0$$

при бульдозировании (установившийся режим).

Кроме приведенных критериев, была рассмотрена задача выявления резонансных участков от воздействия газовых и инерционных сил двигателя и влияние жесткости полуоси на изменение резонансных частот. В результате было установлено, что значения 3-й, 6-й и 8-й собственных частот при варьировании жесткостей не изменяются (особенно при уменьшении жесткостей, (рис. 2), поэтому, как и для серийной модели, остается возможность возникновения резонансов соответственно с 1,5 гармоникой, 4,5 и 7,5 гармониками (макетный трактор Т-4АП был оснащен двигателем ЯМЗ-236). Амплитудно-частотные характеристики от двигателя в диапазоне данных частот, также остаются без изменения. Поэтому при решении задачи оптимизации, нет необходимости включать критерия качества, учитывающие изменение высших собственных частот.

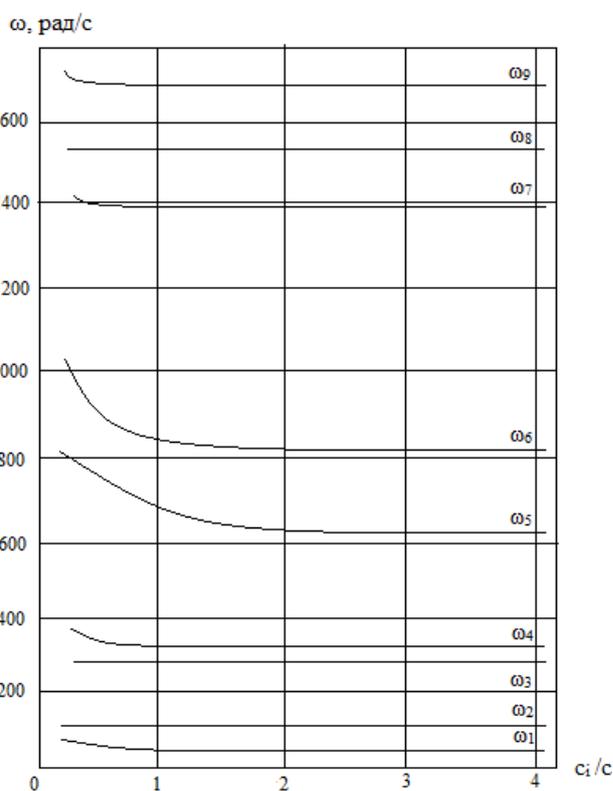


Рис. 2. Изменение значений собственных частот колебаний трансмиссии в зависимости от жесткости полуоси

Варьирование первой собственной частоты, которая может резонировать от воздействия  $P_c$  в  $P_r$  ввиду коррелированности с изменением амплитудно-частотных характеристик (АЗА) учитывается с помощью коэффициентов  $k_c$  и  $k_r$ , так как  $D_c^k$   $D_r^k$  находят через АЧХ.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение элементов трансмиссии с повышенной реактивной податливостью позволяет снизить величины динамических нагрузок, возникающих в процессе работы лесозаготовительной, дорожно-строительной гусеничной машины. Решение задачи, методикой изложенной в работе [11], применительно к  $k_c$ ,  $-k_r$ ,  $-n_{\tau}^c$ ,  $-n_{\tau}^c \rightarrow \max$ , при действующих ограничениях (4) показало, что при  $n_{\tau}^c$ ,  $n_{\tau}^c \geq 1,4$  для установленного режима работы (1-й участок кусочно-линейной упругой характеристики) податливость полуоси целесообразно увеличить до 2,1 раза по сравнению с серийной, а при переходном режиме (2–3 участка характеристики) податливость полуоси необходимо увеличить в 1,3 раза. Расчеты показывают, что полуось с данными параметрами снижает динамическую составляющую от  $P_r$  до 50 % и увеличивает усталостную долговечность деталей трансмиссии от 1,5 до 4–7 раз.

Предложенная методика выбора оптимальной нелинейной упругой характеристики полуоси может быть применена на стадии проектирования элементов трансмиссии лесозаготовительных, лесохозяйственных тракторов и гусеничных дорожно-строительных машин с целью снижения динамической нагруженности.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Снижение динамической нагруженности трансмиссии тягово-транспортного средства за счет элемента с управляемыми упруго-диссипативными свойствами / З. А. Годжаев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко [и др.] // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2021. № 5(349). С. 157–164. DOI 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164. EDN NDXXED.

2. Патент на полезную модель № 184456 U1 Российская Федерация, МПК F16D 3/50, F16D 3/56. Упругая муфта для силовой передачи тягово-транспортного средства : № 2018116724 : заявл. 04.05.2018 : опубл. 25.10.2018 / В. В. Шеховцов, А. А. Пушкарев, П. В. Потапов [и др.] ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный технический университет» (ВолгГТУ). EDN IUHLDZ.

3. Метод снижения динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора / Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, А. В. Калмыков // *Вестник машиностроения*. 2015. № 6. С. 6–10. EDN VDLIXD.

4. Использование в трансмиссии трактора реактивного звена с переменной податливостью / А. В. Калмыков, М. В. Ляшенко, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов // *Известия Волгоградского государственного*

технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. 2015. Т. 12, № 6(166). С. 24–32. EDN UZBLYD.

5. Снижение динамической нагруженности трансмиссии трактора за счет ввода упругого реактивного звена / А. В. Калмыков, В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, М. В. Ляшенко // *Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы*. 2013. Т. 7, № 21 (124). С. 24–28. EDN RPJVTD.

6. Альгин В. Б., Павловский В. А. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора. Мн. : Наука и техника, 1986 216 с.

7. Макаров Б. П. Нелинейные задачи статистической динамики машин и приборов. М. : Машиностроение, 1983. 264 с.

8. Режим работы дизельного двигателя и его износ / С. Н. Долматов, П. Г. Колесников, А. Г. Савельев [и др.] // *Строительные и дорожные машины*. 2022. № 4. С. 45–52. EDN KWXHFO.

9. Соболев И. М., Статников Р. В. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М. : Дрофа, 2006. 175 с.

10. Орловский С. Н. Обоснование оптимальных параметров и рабочих режимов тракторных мелиоративных агрегатов // *Ресурсосберегающие технологии механизации сельского хозяйства: прил. к «Вестн. КрасГАУ»* : сб. научн. ст. / Краснояр. гос. аграрн. ун-т. Красноярск, 2003. С. 128–139.

11. Расчет динамики тракторных агрегатов (Dina 2): свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2007610362 / Орловский С. Н., Комиссаров С. В. ; заявка № 2006613950; зарег. в Реестре программ 19.01.2007.

12. Свитачёв А. И., Свитачёва М. П. Изменение свойств динамической нагруженности трансмиссии трактора с учётом навесного оборудования // *Лесозаготовка. Межвузовский сборник научных трудов*. Вып. 5. СибГТУ, Красноярск, 2004. С. 237–244.

13. Свитачёв А. И. Динамика трансмиссий гусеничных тракторов с учётом навесного оборудования / А. И. Свитачёв ; ИрГУПС. Иркутск, 2005. 190 с.

14. Забавников А. А. Основы теории гусеничных транспортных машин. М. : Машиностроение, 1976. 446 с.

15. Орловский С. Н. Определение энергетических и динамических параметров тракторов, режимов резания активных рабочих органов машинно-тракторных агрегатов : монография. Красноярск : КрасГАУ, 2011. 376 с.

### REFERENCES

1. Snizhenie dinamicheskoy nagruzhenosti transmissii tjagovo-transportnogo sredstva za schet jelementa s upravljajemymi uprugodissipativnymi svojstvami / Z. A. Godzhaev, V. V. Shehovcov, M. V. Ljashenko [i dr.] // *Fundamental'nye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii*. 2021. № 5(349). S. 157–164. DOI 10.33979/2073-7408-2021-349-5-157-164. EDN NDXXED.

2. Patent na poleznuju model' № 184456 U1 Rossijskaja Federacija, MPK F16D 3/50, F16D 3/56. Uprugaja mufta dlja silovoj peredachi tjagovo-transportnogo sred-

stva : № 2018116724 : zjavl. 04.05.2018 : opubl. 25.10.2018 / V. V. Shehovcov, A. A. Pushkarev, P. V. Potapov [i dr.] ; zjavitel' Federal'noe gosudarstvennoe bjudzhetnoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego obrazovanija "Volgogradskij gosudarstvennyj tehničeskij universitet" (VolgGTU). EDN IUHLZ.

3. Metod snizenija dinamičeskoj nagruženosti silovoj peredachi gusenichnogo traktora / N. S. Sokolov-Dobrev, V. V. Shehovcov, M. V. Ljashenko, A. V. Kalmykov // Vestnik mashinostroenija. 2015. № 6. S. 6–10. EDN VDLIXD.

4. Ispol'zovanie v transmissii traktora reaktivnogo zvena s peremennoj podatlivost'ju / A. V. Kalmykov, M. V. Ljashenko, N. S. Sokolov-Dobrev, V. V. Shehovcov // Izvestija Volgogradskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Serija: Nazemnye transportnye sistemy. 2015. T. 12, № 6(166). S. 24–32. EDN UZBLYD.

5. Snizenie dinamičeskoj nagruženosti transmissii traktora za schet vvoda uprugogo reaktivnogo zvena / A. V. Kalmykov, V. V. Shehovcov, N. S. Sokolov-Dobrev, M. V. Ljashenko // Izvestija Volgogradskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Serija: Nazemnye transportnye sistemy. 2013. T. 7, № 21(124). S. 24–28. EDN RPJVTD.

6. Al'gin V. B., Pavlovskij V. A. Dinamika transmissii avtomobilja i traktora. Mn. : Nauka i tehnika, 1986. 216 s.

7. Makarov B. P. Nelinejnye zadachi statističeskoj dinamiki mashin i priborov. M. : Mashinostroenie, 1983. 264 s.

8. Rezhim raboty dizel'nogo dvigatelja i ego iznos / S. N. Dolmatov, P. G. Kolesnikov, A. G. Savel'ev [i dr.] //

Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. 2022. № 4. S. 45–52. EDN KWXHFO.

9. Sobol' I. M., Statnikov R. V. Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami. M. : Drofa, 2006. 175 s.

10. Orlovskij S. N. Obosnovanie optimal'nyh parametrov i rabochih rezhimov traktornyh meliorativnyh agregatov / S. N. Orlovskij // Resursosberegajushhie tehnologii mehanizacii sel'skogo hozjajstva: pril. k "Vestn. KrasGAU" : sb. nauchn. st. / Krasnojarsk. gos. agrarn. un-t. Krasnojarsk, 2003. S. 128–139.

11. Raschet dinamiki traktornyh agregatov (Dina 2): svidetel'stvo ob oficial'noj regi-stracii programmy dlja JeVM № 2007610362 / Orlovskij S. N., Komissarov S. V. ; zjavka № 2006613950; zareg. v Reestre programm 19.01.2007.

12. Svitachjov A. I., Svitachjova M. P. Izmenenie svojstv dinamičeskoj nagruženosti transmissii traktora s uchjotom navesnogo oborudovanija // Lesojeksploatacija. Mezhvu-zovskij sbornik nauchnyh trudov. Vyp. 5. SibGTU, Krasnojarsk, 2004. S. 237–244.

13. Svitachjov A. I. Dinamika transmissij gusenichnyh traktorov s uchjotom navesnogo oborudovanija / A.I. Svitachjov ; IrGUPS, Irkutsk, 2005. 190 s.

14. Zabavnikov A. A. Osnovy teorii gusenichnyh transportnyh mashin M. : Mashinostroenie, 1976. 446 s.

15. Orlovskij S. N. Opredelenie jenergetičeskix i dinamičeskix parametrov traktorov, rezhimov rezanija aktivnyh rabochih organov mashinno-traktornyh agregatov : monografija. Krasnojarsk : KrasGAU, 2011. 376 s.

© Орловский С. Н., Саая С. Ш.,  
Долматов С. Н., 2024

Поступила в редакцию 16.05.2024  
Принята к печати 11.10.2024