

На правах рукописи



Епифанова Александра Юрьевна

**Повышение эффективности машинно-тракторного агрегата
оптимизацией параметров подвески и силовой передачи**

Специальность 05.21.01 – Технология и машины
лесозаготовок и лесного хозяйства

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

**Санкт-Петербург
2019**

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова»

- Научный руководитель: **Власов Евгений Николаевич**
кандидат технических наук, доцент
- Официальные оппоненты: **Скобцов Игорь Геннадьевич**
Доктор технических наук, доцент,
профессор кафедры транспортных и технологических машин и оборудования ФГБОУ ВО «Петрозаводский государственный университет»
Грязин Владимир Альбертович
Кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры транспортно-технологических машин ФГБОУ ВО «Поволжский государственный технологический университет»
- Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»

Защита состоится 10 октября 2019 года в 10.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.220.03 при федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова» (194021, г. Санкт-Петербург, Институтский пер., д. 5, литер У, главное здание, зал заседаний)

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова»: <http://spbftu.ru/wp-content/uploads/2019/04/Dissertaciya-Erifanova-AJU.pdf>

Автореферат разослан 16 августа 2019 года

Ученый секретарь
диссертационного
совета



Хитров Егор Германович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Техничко-экономические показатели машины лесного комплекса в значительной мере определяются согласованностью характеристик привода (трансмиссии и двигателя), а также системы подрессоривания массы машинно-тракторного агрегата условиям функционирования. На отечественных машинах лесного комплекса устанавливаются двигатели, изготовленные для тракторов сельскохозяйственного назначения, где условия функционирования более благоприятные в сравнении с лесными. Специальные двигатели для машин лесного комплекса не выпускаются. В этой связи на стадии проектирования машины лесного комплекса предъявляются особые требования к выбору типа привода, способного надежно работать при частых сменах нагрузочных и скоростных режимах, а также определению передаточного ряда трансмиссии, обеспечивающего при номинальном запасе мощности двигателя преодоление кратковременных перегрузок без переключения передач. Указанные требования могут быть реализованы путем научно-обоснованного выбора типа двигателя, основных его показателей, передаточного ряда трансмиссии, массы машины и системы ее подрессоривания. Это позволит повысить эффективность и технико-экономические показатели машины.

Несмотря на теоретические и экспериментальные исследования, выполненные ранее, ряд вопросов проработан не в полной мере. Полагаем, что исследования, направленные на повышение эффективности машинно-тракторного агрегата оптимизацией параметров подвески и силовой передачи, выполненные в работе, актуальны для теоретического и практического применения в лесопромышленном комплексе.

Степень разработанности темы исследования. Исследованию профилей сельскохозяйственных полей и их влиянию на динамику машинно-тракторного агрегата посвящено множество работ, но наиболее полно представлены исследования А.Б. Лурье [5, 6].

Исследованию профилей лесных микрорельефов и их влиянию на динамику машинно-тракторного агрегата посвящено ряд работ, наиболее полной являются исследования Ю.А. Добрынина [7].

Начало изучению энергозатрат, нагрузочного и скоростного режимов в условиях функционирования машинно-тракторного агрегата было положено академиком ВАСХНИЛ В.Н. Болтинским [8, 9] с его учениками [10, 11, 12 и др.].

Начало изучению динамических режимов на двигатель трелевочного трактора было положено К.В. Васильевым [14].

Изучению причин повышенного расхода топлива двигателем СМД-18БН трелевочного трактора ТДТ-55А посвящены исследования А.А. Шевцова [15].

Наиболее близкими по характеру функционирования и направленности исследований к двигателям лесопромышленных машин являются исследования [22, 23, 24, 25, 26].

Цели и задачи исследования. Целью диссертационной работы является повышение эффективности и снижение энергозатрат лесохозяйственного машинно-тракторного агрегата путем обоснования основных конструктивных параметров, характеристик привода и силовой передачи, отвечающих условиям эксплуатации.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие **задачи исследования:**

1. Обосновать выбор необходимой мощности привода, передаточного числа и передаточного ряда трансмиссии, обеспечивающих максимальную производительность при минимально возможных энергозатратах.

2. Разработать математические модели необходимого запаса касательной силы и скорости движения машинно-тракторного агрегата в транспортном и пахотном режимах с учетом динамических нагрузок.

3. Разработать математические модели необходимого запаса мощности привода в транспортном и пахотном режимах с учетом динамических нагрузок.

4. Установить взаимосвязь энергозатрат машинно-тракторного агрегата с производительностью.

5. Определить пути снижения динамической нагруженности трансмиссии при переключении передач и в режиме разгона.

Методология и методы исследования. На стадии теоретических исследований применялись методы математического моделирования, математического анализа, аналитического и численного решения дифференциальных уравнений; при проведении экспериментов использованы методы статистической обработки опытных данных.

Информационную базу исследования составляют материалы научных трудов, учебная и методическая литература, материалы периодических изданий, сведения из сети Интернет.

Научная новизна. Разработана математическая модель машинно-тракторного агрегата как многопараметрического объекта управления. Получены передаточные функции линейных и угловых колебаний подрессоренной массы машинно-тракторного агрегата и амплитудно-частотные характеристики ускорений. Получены амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики деформаций подвеса кареток машинно-тракторного агрегата. Определены пути снижения динамической нагруженности трансмиссии при переключении передач.

Теоретическая ценность работы. Разработана математическая модель машинно-тракторного агрегата. Произведены расчет и анализ касательной силы тяги и мощности привода в транспортном и пахотном режимах машинно-тракторного агрегата с учетом динамических нагрузок с различными типами коробки переключения передач. Получены передаточные функции линейных и угловых колебаний подрессоренной массы машинно-тракторного агрегата и амплитудно-частотные характеристики ускорений.

Практическая ценность работы. Определены пути снижения динамической нагруженности трансмиссии при переключении передач и в режиме разгона. Внедрение результатов исследований может повысить эффективность и снизить энергозатраты машинно-тракторного агрегата.

Результаты работы могут быть рекомендованы к использованию производственными, проектными, научно-исследовательскими и учебными организациями лесной отрасли:

- при проектировании машинно-тракторного агрегата;
- для автоматизации процесса работы машинно-тракторного агрегата;
- для разработки рекомендаций оператору по эффективному управлению машинно-тракторным агрегатом в транспортном и пахотном режимах работы.

Положения, выносимые на защиту:

1. Теоретическое обоснование выбора передаточного ряда трансмиссии и привода лесохозяйственного трактора;
2. Разработка математической модели машинно-тракторного агрегата как многопараметрического объекта управления;
3. Разработка аналитической модели подвеса гусеничного трактора;
4. Анализ эффективности машинно-тракторного агрегата с различными типами коробок перемены передач.

Достоверность результатов обеспечена применением лицензионного программного обеспечения на всех стадиях выполнения работы; удовлетворительной сходимостью полученных теоретических результатов с экспериментальными.

Апробация. Результаты исследований были доложены и обсуждены на Научно-технической конференции Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета по итогам научно-исследовательских работ; Всероссийском научно-техническом семинаре им. проф. В.И. Крутова в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана (Москва, 2014 год); Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития лесного комплекса» в Вологодском государственном университете (Вологда, 2017 и 2018 гг), Международной научно-технической конференции «Леса России: политика, промышленность, наука, образование» (СПбГЛТУ, 2017 и 2018 гг), XIX Петербургский Международный Лесопромышленный форум (СПб, 2017 год).

Публикации. По результатам исследований опубликовано 8 печатных работ, в том числе 6 статей в журналах, рекомендованных ВАК РФ.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, 5 глав, заключения, списка использованных источников и приложения. Общий объем работы содержит 171 страницу, из них 5 страниц библиографии, 2 страницы приложений. Работа содержит 21 таблицу, 54 рисунка (в том числе 3 в приложении). Список использованной литературы включает 69 наименований.

Личный вклад автора. Личный вклад автора состоит в формулировании цели и задач исследования на основании анализа литературных источников по проблематике исследований, разработке и реализации математических моделей на стадии теоретических исследований, анализе результатов экспериментов и формулировании общих выводов и рекомендаций по результатам проведенных исследований, подготовке материалов к публикациям.

Соответствие диссертации паспорту научной специальности. Диссертация соответствует 3 и 8 паспорта специальности 05.21.01 – Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства.

Содержание работы

Во введении дано обоснование актуальности темы диссертации, определена цель исследований, отмечена научная новизна и практическая ценность работы. Приведены сведения о структуре и объёме диссертации.

В первой главе выполнен анализ исследований условий функционирования машин лесного комплекса и энергозатрат, нагрузочного и скоростного режимов функционирования машинно-тракторного агрегата (МТА).

Значительная часть исследований и работ по улучшению технико-экономических показателей двигателя при динамических режимах нагружения направлены не только на повышение производительности и экономичности МТА, но и на снижение нагруженности в силовой передаче трактора.

В технологических процессах лесовосстановления большой удельный вес приходится на операции по обработке почвенного покрова. В зависимости от вида лесонасаждения почвенно-климатических условий эти операции могут отличаться, но для большинства культур основной операцией является взаимодействие технологического оборудования с почвой.

Исследованиями установлено, значительная часть времени работа МТА происходит при неустановившейся нагрузке, создаваемой характером выполняемых технологических операций и профилем микрорельефа поля. При этом до 40% по величине и продолжительности возникающие на коленчатом валу крутильные колебания носят периодический характер.

Колебательные процессы в тракторе влияют на надежность трактора и условия труда оператора (тракториста), показатели надежности трактора и на энергозатраты. Выбор конструктивных параметров МТА требует тщательных исследований, заключающихся в определении их соответствия по энергетической сбалансированности.

Из изложенного следует, характеристики поля, колебания подрессоренной массы и привода с его системами регулирования скорости, подачи топлива и смазывающего масла к парам трения двигателя имеют собственные частоты, которые находятся в низкочастотном диапазоне,

совпадающем со спектром частот профилей полей, являясь причиной повышенных энергозатрат и снижения производительности МТА при динамических режимах нагружения. Энергозатраты и производительность зависят не только от характеристик профилей полей, волоков и конструктивных параметров МТА вообще, но и от силовой передачи (трансмиссии) в частности. От того насколько правильно выбраны количество ступеней в коробке перемены передач, передаточное число на каждой передаче и их отношение (передаточный ряд), зависит необходимая величина мощности двигателя, устанавливаемого на трактор, и каким должен быть ее запас для преодоления временных перегрузок.

Отсюда напрашивается вывод определения конструктивных параметров МТА (массы, передаточного числа и передаточного ряда трансмиссии, радиуса ведущих звездочек, системы подрессоривания, мощности двигателя и др.), при которых достигалась бы максимальная производительность при минимально возможных энергозатратах в соответствии с условиями функционирования.

Во второй главе описано теоретическое обоснование выбора передаточного ряда трансмиссии и привода лесохозяйственного трактора, приведен анализ тягово-скоростных показателей МТА и его эффективности, соответствие характеру выполняемых технологических операций и условиям функционирования и разработана математическая модель МТА как многооперационного объекта управления.

Тягово-скоростные показатели МТА, его эффективность зависят в основном от того, насколько соответствуют передаточное число, а также передаточный ряд трансмиссии мощности привода (двигателя), характеру выполняемых технологических операций и условиям функционирования МТА.

Запас мощности должен обеспечивать не только потери на динамические нагрузки, но и по возможности преодоление временных перегрузок без переключения передач, - в этом случае необходимо учитывать не только рельеф местности, его уклоны и характер несущей поверхности грунта, но и динамические нагрузки, которые зависят от конструктивных параметров МТА, квалификации оператора (тракториста) и микрорельефа пути движения.

Идеальной тягово-скоростной характеристикой МТА принято считать характеристику, при которой произведение касательной силы тяги на скорость его движения есть величина постоянная

$$F_{\text{ко}} \cdot v_o = N_o \cdot \eta_m = \text{const}, \quad (1)$$

где номинальной эффективной мощности $N_o = (0,6 \dots 0,8)N_{\text{ен}}$.

Эти требования выполняются при условии распределения передаточного ряда трансмиссии по закону гиперболы. Для преодоления временно возросшей перегрузки также необходимо, чтобы приращения касательной

силы тяги и скорости движения происходили по закону гиперболы. При этом передаточный ряд трансмиссии должен соответствовать отношению передаточных чисел, равному расчетному коэффициенту запаса мощности (1,2...1,4).

В соответствии с техническими условиями на проектирование МТА задаются максимальными значениями касательной силы тяги – в режиме пахоты и скорости движения – в транспортном режиме, минимальными значениями скорости движения – в режиме наибольшей нагруженности и силы тяги – в транспортном режиме. На основании полученных выражений становится возможным вычисление передаточного ряда трансмиссии $i_{пр}$, длины дуги $l_{г}$ гиперболы $F_{кo}(v)$, скорости движения v_o МТА, касательной силы тяги F_k , затрат мощности N , передаточного числа i_T трансмиссии в интервале, ограниченном тягово-скоростными требованиями к проектируемому МТА.

При этом учитывается, что для преодоления временно возросшей перегрузки $\Delta F_{кoi}$ без перехода на пониженную передачу со снижением скорости движения МТА v_{oi} необходима дополнительная мощность ΔN_{oi} , (требуемый запас), которая обеспечивается увеличением подачи топлива и при этом не должна превышать имеющегося запаса мощности двигателя $\Delta N_{oi} \leq (0,2 \dots 0,3) N_{ен}$, кВт.

Для составления математической модели МТА рассмотрен как объект, входными воздействиями которого являются изменяющаяся во времени t нагрузка $F_n(t)$ на ведущих колесах (звездочках для гусеничного трактора) и установка органа $h(t)$ (педаль "газа"), определяющего величину цикловой подачи топлива. Выходными показателями являются колебания скорости движения $v(t)$ и касательной силы тяги $F_k(t)$ (рис. 1).

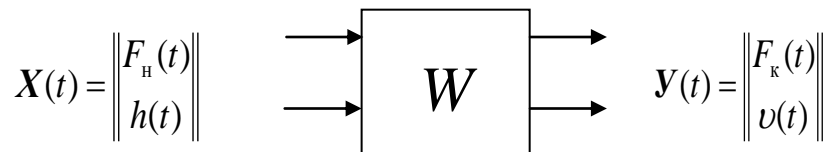


Рис. 1. Оператор МТА

Для оценки эффективности МТА необходимо установить взаимосвязь между входным вектором $X(t)$ и выходным $Y(t)$. Очевидно, работа двигателя МТА происходит на регуляторной ветви скоростной характеристики. В этой связи двигатель можно принимать как линейный объект управления, что существенно упрощает решение поставленной задачи. Совместное решение теоретически или экспериментально установленных зависимостей позволяет определить оператор W . Для вектора $Y(t)$, характеризующего нагрузочный и скоростной режимы МТА, в качестве его математической модели выбрано линейное дифференциальное уравнение n -го порядка

$$Y(t) = \int_0^t u(t-\tau) \cdot X(t) \cdot d\tau, \quad (2)$$

При известных входном векторе $X(t)$ и ядре интеграла $u(t-\tau)$ вычисление вектора $Y(t)$ имеет решение задачи определения показателей МТА при стационарных и динамических режимах нагружения

$$\left. \begin{aligned} \dot{v}(s) &= \dot{U}_{11}(s) \cdot \dot{F}_H(s) + \dot{U}_{12}(s) \cdot \dot{h}(s); \\ \dot{F}_K(s) &= \dot{U}_{21}(s) \cdot \dot{F}_H(s) + \dot{U}_{22}(s) \cdot \dot{h}(s). \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где s – оператор дифференцирования, $s = \frac{d}{dt}$;

$\dot{U}_{11}(s), \dot{U}_{12}(s)$ – передаточные функции скорости движения МТА по возмущающему и управляющему воздействиям;

$\dot{U}_{21}(s), \dot{U}_{22}(s)$ – передаточные функции касательной силы тяги по возмущающему и управляющему воздействиям.

Выражением (3) установлены основные соотношения между входными воздействиями и выходными показателями МТА, определяющими затраты мощности двигателя на динамические нагрузки.

В третьей главе разработана аналитическая модель подвеса гусеничного трактора, т.к. вибронагруженность опорно-ходовых частей в широком спектре частот колебаний остова ощутимо влияет на скорость движения, касательную силу тяги, ресурс энергосиловой установки, как следствие – производительность и экономичность МТА (в качестве дополнительного возмущающего фактора рассматриваются микронеровности пути $z_H(t)$).

Для рассмотрения нагруженности и оптимизации параметров подвеса трактора ЛХТ-100 в транспортном режиме была использована расчетная схема трактора с плугом в транспортном режиме (рис. 2).

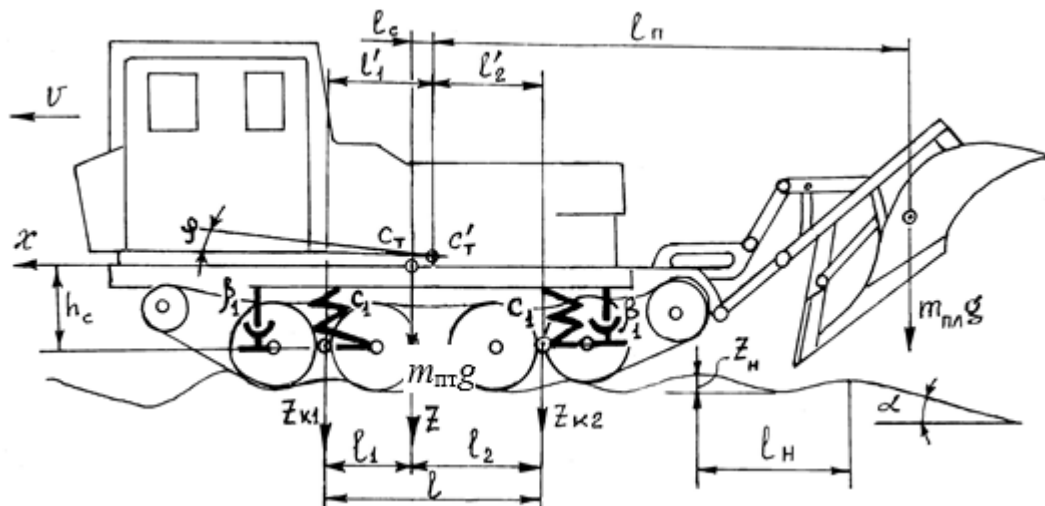


Рис. 2. Расчетная схема трактора ЛХТ-100 с плугом в транспортном режиме

Получены уравнения состояния установившегося движения трактора ($v=const$) в координатах z, φ

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{пт}} \ddot{z} + 2\beta_1 \dot{z} + \beta_1(l_1 - l_2)\dot{\varphi} + 2c_1 z + c_1(l_1 - l_2)\varphi = \\ = \beta_1(\dot{z}_{\text{к1}} + \dot{z}_{\text{к2}}) + c_1(z_{\text{к1}} + z_{\text{к2}}); \\ I_c \ddot{\varphi} + \beta_1(l_1 - l_2)\dot{z} + c_1(l_1 - l_2)z + \beta_1(l_1^2 + l_2^2)\dot{\varphi} + c_1(l_1^2 + l_2^2)\varphi = \\ = c_1(l_1 z_{\text{к1}} - l_2 z_{\text{к2}}) + \beta_1(l_1 \dot{z}_{\text{к1}} - l_2 \dot{z}_{\text{к2}}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

и деформациях связей x_1, x_2

$$\left. \begin{aligned} (I_c + m_{\text{пт}} l_2^2) l^{-2} \ddot{x}_1 - (I_c - m_{\text{пт}} l_1 l_2) l_1^{-2} \ddot{x}_2 + \beta_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 = \\ = (I_c - m_{\text{пт}} l_1 l_2) l^{-2} \ddot{z}_{\text{к2}} - (I_c + m_{\text{пт}} l_2^2) l^{-2} \ddot{z}_{\text{к1}}; \\ - (I_c - m_{\text{пт}} l_1 l_2) l^{-2} \ddot{x}_1 + (I_c + m_{\text{пт}} l_1^2) l_2^{-2} \ddot{x}_2 + \beta_1 \dot{x}_2 + c_1 x_2 = \\ = (I_c - m_{\text{пт}} l_1 l_2) l^{-2} \ddot{z}_{\text{к1}} - (I_c + m_{\text{пт}} l_1^2) l^{-2} \ddot{z}_{\text{к2}}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Передаточные функции системы в координатах x_1, x_2 – деформациях подвеса жесткостью $2c_1$ относительно положения равновесия

$$\left. \begin{aligned} \eta_{x1}(s) = \frac{x_1(s)}{z_{\text{н}}(s)} = \frac{\Delta_1(s)}{\Delta(s) \cdot z_{\text{н}}(s)} = \frac{s^2}{\Delta(s)} [m_{01} s^2 + m_{\varphi 1} (\beta_1 s + c_1)]; \\ \eta_{x2}(s) = \frac{x_2(s)}{z_{\text{н}}(s)} = \frac{\Delta_2(s)}{\Delta(s) \cdot z_{\text{н}}(s)} = \frac{s^2}{\Delta(s)} [m_{02} s^2 + m_{\varphi 2} (\beta_1 s + c_1)], \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Поставленные задачи решаются для стационарного процесса установившегося движения трактора, $v=const$, в аналитическом расчете по упрощенным моделям.

По формуле (7) вычислены пространственные нагрузочно-параметрические амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) и построены графики зависимости $F_{\text{в}}^T(\omega, c_1)$ по параметру жесткости c_1 (рис. 3) и $F_{\text{в}}^T(\omega, \beta_1)$ по параметру демпфирования β_1 (рис. 4).

$$F_{\text{в}}^T(\omega) = z_o \sqrt{\frac{[(2m_1 m_2 c_1 + m_{\Sigma} \beta_1^2) \omega^4 - m_{\Sigma} c_1^2 \omega^2]^2 + \dots}{[m_{\Delta}^2 \omega^4 - \omega^2 (c_1 m_{\Sigma} + \beta_1^2) + c_1^2]^2 + \dots}} \quad (7)$$

$$\frac{\dots + 4\beta_1^2 \omega^6 (m_1^2 m_2^2 \omega^4 + m_{\Sigma}^2 c_1 - 2m_1 m_2 m_{\Sigma} c_1 \omega^2)}{\dots + \beta_1^2 \omega^2 (m_{\Sigma}^2 \omega^4 - 4m_{\Sigma} c_1 \omega^2 + 4c_1^2)}$$

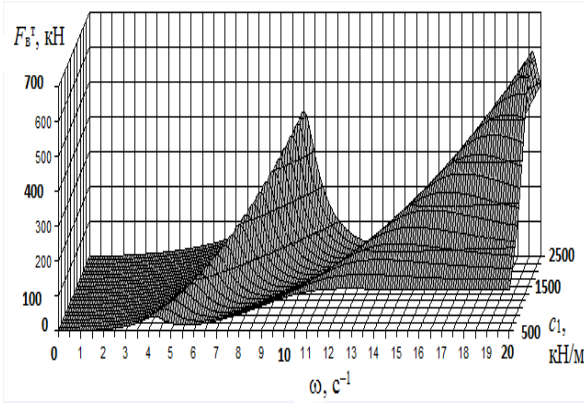


Рис. 3. Пространственная нагрузочно-параметрическая АЧХ $F_B^T(\omega, c_1)$ подвеса трактора ЛХТ-100 в транспортном режиме ($\beta_1=28400$ кН·с/м)

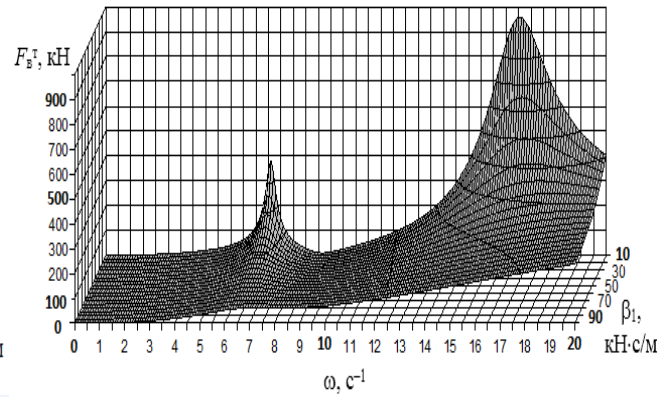


Рис. 4. Пространственная нагрузочно-параметрическая АЧХ $F_B^T(\omega, \beta_1)$ подвеса трактора ЛХТ-100 в транспортном режиме ($c_1=1400$ кН/м)

Моделирование подвеса трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме начато с составления расчетной схемы трактора (рис. 5).

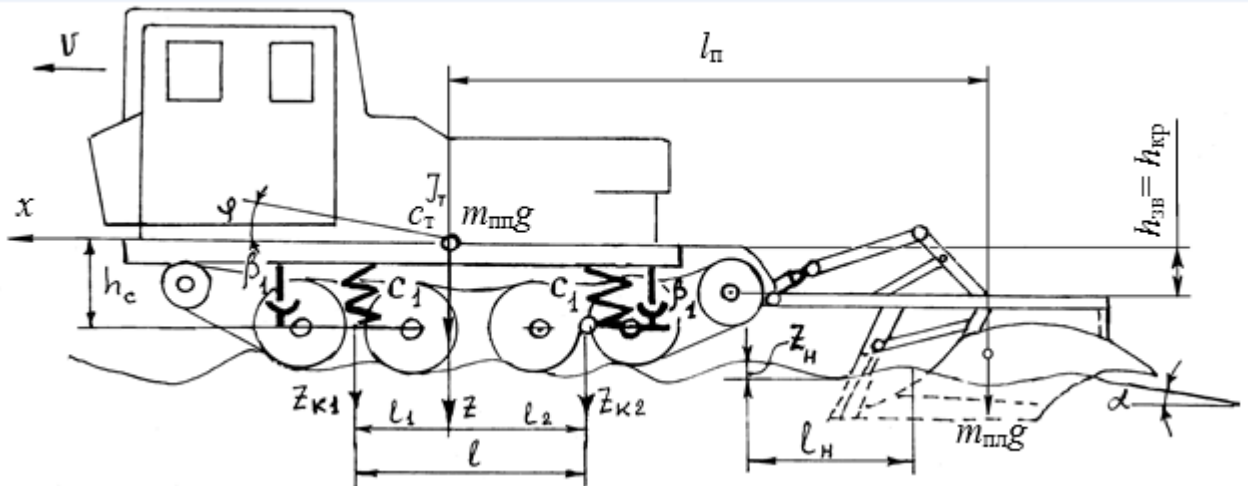


Рис. 5. Расчетная схема трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме

Сила сопротивления на крюке, равная сопротивлению движения плуга $F_{кр} = F_{пл}$, сила сопротивления качения трактора F_f и касательная сила тяги F_k учтены ранее.

С учетом упрощения выражений квадрат модуля амплитудно-частотной характеристики силы $F_B^II(j\omega) = c \cdot a(j\omega)$ от колебаний остова трактора в пахотном режиме будет выглядеть

$$(F_B^II(\omega))^2 = c^2 |a(j\omega)|^2 = \frac{(c \cdot \kappa'_o z_o)^2 \omega^4}{|\Delta(j\omega)|^2} \cdot \left\{ \left[c_1 \left(m' - \frac{m''}{\tau \lambda_H} \right) - \mu_o m_1 m_2 \omega^2 \left(\frac{1}{\tau \lambda_H} + 1 \right) \right]^2 + \omega^2 \beta_1^2 \left(m' + \frac{m''}{\tau \lambda_H} \right)^2 \right\}. \quad (8)$$

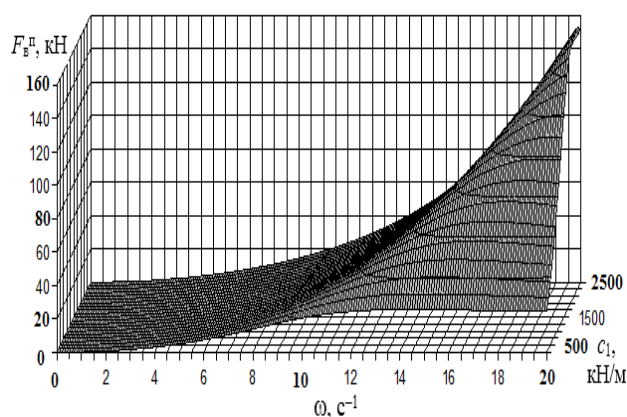


Рис. 6. Пространственная нагрузочно-параметрическая АЧХ $F_B^n(\omega, c_1)$ подвеса трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме ($\beta=28600$ кН·с/м)

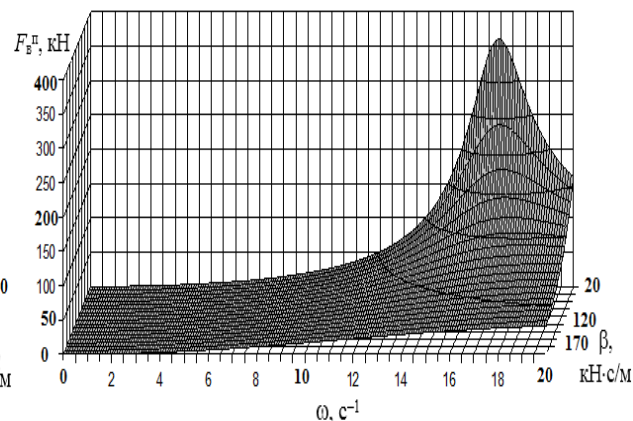


Рис. 7. Пространственная нагрузочно-параметрическая АЧХ $F_B^n(\omega, \beta_1)$ подвеса трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме ($c_1=1400$ кН/м)

При оптимизация параметров жесткости и диссипации подвеса трактора ЛХТ-100 учитывается, что функционал $D_{\ddot{z}}(c)$ пропорционален возмущению, квадрату жесткости подвеса и имеет минимум по параметрам β и c_y , но не имеет экстремума. Поэтому жесткость следует принимать ограниченно снизу, то есть минимально реализуемую, $f = \frac{m_{\text{шп}}g}{c} = 5\dots7$ см. При этом должно выполняться ограничение по боковой устойчивости трактора. Для симметричного в поперечной плоскости подвеса трактора статический прогиб равен

$$f_{\text{ст}} = m_{\text{шп}}g/c \leq b_k^2/\kappa_3 h_c, \quad \kappa_3 = 2\dots3. \quad (9)$$

В четвёртой главе рассмотрены методика экспериментального определения АЧХ и фазо-частотных характеристик (ФЧХ) исследуемых показателей тракторных двигателей, приведены испытательный стенд, задающая и регистрирующая аппаратура; проведена обработка результатов экспериментальных исследований с указанной точностью и анализ экспериментальных исследований.

Передаточная функция колебаний поддресоренной массы МТА получена теоретически (гл. 3), а передаточные функции частоты вращения целесообразно получить экспериментальным путем.

Для определения АЧХ и ФЧХ частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента за основу был взят тормозной стенд КИ-2118АП-ГОСНИТИ (рис. 8), максимально приближающий режимы работы двигателя к условиям функционирования МТА. Штатная система управления тормозным электродвигателем была заменена на более совершенную, позволяющую создавать режимы нагружения исследуемому двигателю.

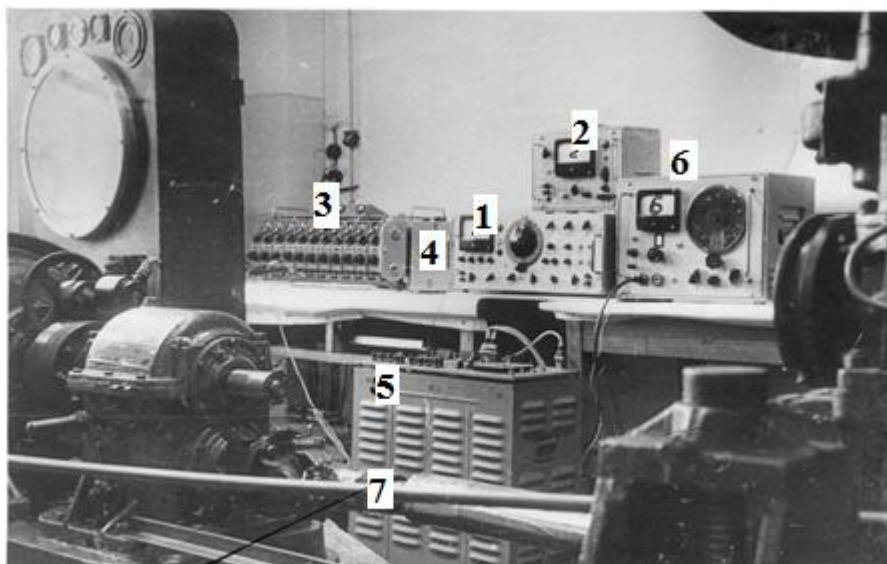


Рис. 8. Тормозной стенд с задающей и регистрирующей аппаратурой:
 1 – задающий генератор низкочастотных периодических колебаний типа НГПК-3М;
 2 – измеритель частоты вращения коленчатого вала дизеля типа ЧЗ-74; 3 – измерительная тензостанция типа УТС2-12/36; 4 – осциллограф типа Н-700; 5 – блок питания задающего генератора низкочастотных периодических колебаний НГПК-3М;
 6 – звуковой генератор ЗГ-3 для градуировки частоты вращения коленчатого вала;
 7 – токосъемник тензодатчиков крутящего момента дизеля

В качестве аппаратуры, задающей переменную составляющую нагрузки на коленчатом валу, применяется низкочастотный генератор периодических колебаний типа НГПК-3М. Особенность генератора заключается в том, что с его помощью можно задавать периодические колебания переменной составляющей нагрузки на коленчатом валу с периодом от 100 с до 0,01 с, то есть от 0,01 Гц до 100 Гц. Очевидно, возможности задающего генератора позволяют реализовать переменную составляющую нагрузки во всем диапазоне частот, встречающихся в условиях функционирования МТА.

Из полученных опытным путём осциллограмм следует, при вынужденных колебаниях переменной составляющей момента нагрузки на коленчатом валу по гармоническому (синусоидальному) закону все исследуемые показатели изменяются также по гармоническому закону. Это является основанием для применения линейного аппарата передаточных функций при математическом описании и анализе исследуемых показателей. Что также значительно упрощает обработку и анализ экспериментального материала.

Проведен анализ нагрузочного режима (АЧХ и ФЧХ крутящего момента), из которого следует, характер поведения амплитуды фазы по частоте колебания нагрузки на коленчатом валу повторяет АЧХ и ФЧХ частоты вращения и колебаний рейки топливного насоса с максимальными значениями амплитуды и опережением по фазе. Увеличение амплитуды колебаний крутящего момента способствует понижению регулярной

составляющей крутящего момента, следовательно, и эффективно используемой касательной силы тяги $F_{ке}$ МТА.

В пятой главе проведён анализ эффективности МТА с различными типами коробок перемены передач на основе расчетов необходимой касательной силы тяги и мощности привода в транспортном и пахотном режимах, и анализ эффективности их использования в зависимости от типа КПП.

В главе рассмотрены штатная 5-ти ступенчатая КПП в сравнении с 5-ти ступенчатой КПП с равной величиной приращения касательной силы тяги ($\Delta F_o = 12,98$ кН) по передачам, 6-ти ступенчатой КПП с равной величиной приращения касательной силы тяги ($\Delta F_o = 10,38$ кН) по передачам, 5-ти ступенчатой КПП с постоянным передаточным рядом ($i_{пр} = 1,3832$), 6-ти ступенчатой КПП с постоянным передаточным рядом ($i_{пр} = 1,2963$).

Расчеты выполнены для легких (л.у.) и тяжелых (т.у.) условий пахоты с исходными данными, представленными в гл. 2, и сведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Фактические значения показателей МТА на базе ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70-4 и различными КПП в рядовых условиях пахоты

Тип КПП	Условия	Номер передачи	Показатели МТА								
			$v(\omega)$, м/с	$v\phi$, м/с	$F\phi(\omega)$, кН	$F\phi$, кН	$N\phi(\omega)$, кВт	$N\phi$, кВт	$B\phi$, кг/ч	$C\phi$, кг/ч	$P\phi$, га/см
КПП-5 Штатная	л.у.	IV	0,020	1,761	11,70	34,78	1,46	61,91	14,054	0,379	3,105
	т.у.	II	0,016	0,841	8,87	59,76	2,37	66,51	15,098	0,408	1,483
КПП-5 $\Delta F_o=12,98$ кН	л.у.	IV	0,020	1,453	11,23	34,16	1,38	51,05	11,588	0,313	2,562
	т.у.	II	0,015	0,804	8,63	59,50	2,30	63,57	14,430	0,390	1,418
КПП-6 $\Delta F_o=10,38$ кН	л.у.	V	0,020	1,583	11,49	34,48	1,42	55,62	12,626	0,341	2,791
	т.у.	III	0,016	0,928	9,40	60,32	2,54	73,23	16,623	0,449	1,636
КПП-5 $i_{пр}=1,3832$	л.у.	IV	0,020	1,753	11,70	34,78	1,46	61,64	13,992	0,378	3,091
	т.у.	II	0,016	0,911	9,30	60,21	2,51	71,91	16,324	0,441	1,606
КПП-6 $i_{пр}=1,2963$	л.у.	V	0,021	1,871	11,78	34,93	1,48	65,89	14,957	0,404	3,299
	т.у.	II	0,016	0,853	8,95	59,84	2,40	67,43	15,307	0,413	1,504

Выполненные аналитические исследования различных типов трансмиссии трактора ЛХТ-100 позволили установить, штатная 5-ти ступенчатая КПП характеризуется неравномерным отношением передаточных чисел трансмиссии (что исключает преодоление временных перегрузок без переключения передач при малом запасе мощности).

5-ти ступенчатая КПП с равной величиной приращения касательной силы тяги ($\Delta F_o = 12,98$ кН) по передачам характеризуется неравномерным отношением передаточных чисел трансмиссии (малый перепад мощности

между передачами позволяет преодолевать временные перегрузки при небольшом запасе мощности без переключения передач, за счет снижения производительности для легких и тяжелых условий пахоты достигается экономия энергозатрат, за счет снижения производительности для легких и тяжелых условий пахоты достигается экономия энергозатрат).

6-ти ступенчатая КПП с равной величиной приращения касательной силы тяги ($\Delta F_0 = 10,38$ кН) по передачам характеризуется неравномерным отношением передаточных чисел трансмиссии (малый перепад мощности между передачами позволяет преодолевать временные перегрузки без переключения передач при малом запасе мощности, для увеличения производительности на 10,3% потребовалось увеличить энергозатраты на 10,1%, увеличение энергозатрат на 0,9% способствовало увеличению производительности на 10,3%).

5-ти ступенчатая КПП с постоянным передаточным рядом ($i_{пр} = 1,3832$) характеризуется постоянным отношением передаточных чисел трансмиссии и постоянным приращением мощности ($\Delta N_0 = 19,505$ кВт) на всех передачах (увеличение производительности на 8,3% способствует увеличению энергозатрат на 8,1%; в сравнении с штатной КПП предельная мощность больше на 10,4%, соответственно часовой расход топлива – на 10,2%, расход масла на угар – на 10,3%, производительность – на 8,3%, что свидетельствует о неудачном выборе передаточного числа трансмиссии).

Таблица 2

Предельные значения показателей МТА на базе ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70-4 в режиме пахоты с различными КПП с учетом динамических нагрузок

Тип КПП	Условия	Номер передачи	Показатели МТА								
			$v(\omega)$, м/с	$v_{п}$, м/с	$F(\omega)$, кН	$F_{п}$, кН	$N(\omega)$, кВт	$N_{п}$, кВт	$B_{п}$, кг/ч	$Cc_{пр}$, кг/ч	$П_{п}$, га/см
КПП-5 Штатная	л.у.	IV	0,020	1,761	11,70	34,78	1,46	83,18	18,882	0,509	3,105
	т.у.	II	0,016	0,841	8,87	59,76	2,37	80,77	18,335	0,495	1,483
КПП-5 $\Delta F_0 = 12,98$ кН	л.у.	IV	0,020	1,453	11,23	34,16	1,38	65,47	14,862	0,401	2,562
	т.у.	II	0,015	0,804	8,63	59,50	2,30	73,32	16,643	0,449	1,418
КПП-6 $\Delta F_0 = 10,38$ кН	л.у.	V	0,020	1,583	11,49	34,48	1,42	69,68	15,817	0,427	2,791
	т.у.	III	0,016	0,928	9,40	60,32	2,54	81,48	18,496	0,499	1,636
КПП-5 $i_{пр} = 1,3832$	л.у.	IV	0,020	1,753	11,70	34,78	1,46	78,55	17,831	0,481	3,091
	т.у.	II	0,016	0,911	9,30	60,21	2,51	89,18	20,244	0,546	1,606
КПП-6 $i_{пр} = 1,2963$	л.у.	V	0,021	1,871	11,78	34,93	1,48	80,87	18,357	0,495	3,299
	т.у.	II	0,016	0,853	8,95	59,84	2,40	82,43	18,711	0,505	1,504

6-ти ступенчатая КПП с постоянным передаточным рядом ($i_{пр} = 1,2963$) характеризуется постоянным отношением передаточных чисел трансмиссии и постоянным приращением мощности ($\Delta N_0 = 16,09$ кВт) на всех

передачах (увеличение производительности на 1,4% сопровождается увеличением энергозатрат на 1,4%, соотношение энергозатрат и производительности требует корректировки передаточного числа трансмиссии на II передаче).

При рассмотрении вопроса о предпочтительном выборе для МТА на базе ЛХТ-100 из рассмотренных напрашиваются две КПП:

- 5-ти ступенчатая КПП с равной величиной приращения касательной силы тяги ($\Delta F_0 = 12,98$ кН) по передачам. Целесообразно применение на МТА, где не требуется высокая производительность. Однако, для рядовых условий пахоты на IV передаче, при малом запасе мощности, возникновение временных перегрузок будет сопровождаться частыми остановками МТА и переключениями передач. В результате снижается производительность, увеличиваются энергозатраты и утомляемость оператора (тракториста). Необходимая и достаточная мощность привода (двигателя) определяется из расчетных данных: для фактических значений в рядовых условиях пахоты – 63,57 кВт (табл. 1); для предельных значений – 73,32 кВт (табл. 2). Для преодоления временно возросшей перегрузки на IV передаче необходимое приращение мощности – 20,08 кВт;

- 6-ти ступенчатая КПП с постоянным передаточным рядом ($i_{пр} = 1,2963$). Целесообразно применение на МТА, где требуются высокая производительность и экономия энергозатрат. Необходимая и достаточная мощность привода определяется из расчетных данных: для фактических значений в рядовых условиях пахоты – 67,43 кВт (табл. 1); для предельных значений – 82,43 кВт (табл. 2). Для преодоления временно возросшей перегрузки на любой передаче приращение мощности $\Delta N_0 = 16,09$ кВт.

Общие выводы и рекомендации

1. Для повышения эффективности МТА необходимо на стадии проектирования при выбранном типе трансмиссии, обеспечить запас мощности привода (двигателя), позволяющий без переключения на ближайшую передачу, преодолевать временные перегрузки путем увеличения подачи топлива в цилиндры двигателя, при этом следует учитывать потери на динамику.

2. Все исследованные в неустановившемся режиме двигатели имеют собственные (резонансные) частоты в низкочастотном диапазоне (от 0,4 Гц до 0,8 Гц) – в зависимости от типа двигателя и количества цилиндров. В этом диапазоне частот наблюдаются наибольшие амплитуды колебаний частоты вращения, крутящего момента, часовых и удельных расходов топлива и масла на угар.

3. Теоретическая оценка тягово-скоростных показателей МТА при динамических режимах нагружения наиболее эффективна на основе математического аппарата передаточных функций с привлечением ограниченного экспериментального материала. Полученные ЧХ дают возможность определить диапазон частот колебаний возмущающих и управляющих воздействий, в котором имеют место наибольшие или минимальные отклонения исследуемых показателей от их регулярных значений.

4. Получены передаточные функции линейных и угловых колебаний подрессоренной массы МТА и амплитудно-частотные характеристики ускорений.

5. Для упрощения передаточных функций составлены уравнения Лагранжа в новых координатах – деформациях опорных связей передних и задних подвесок. Ввиду выполнения инерционной симметрии $I_c = (1 \pm 0,2) m_{пт} l_1 l_n$, получены упрощенные модели разделенных угловых и вертикальных колебаний.

6. Разработаны математическая и расчетная модели трактора ЛХТ-100 с плугом в продольно-вертикальной плоскости в двух системах отсчета: в главных координатах z и φ ; в деформациях упругих связей – x_1 и x_2 .

7. Определены собственные частоты и параметры затуханий системы, а также амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики деформаций подвеса кареток.

8. Получено, что при незначительном превышении расчетной производительности МТА по энергозатратам позволяет в режиме пахоты:

- на второй передаче (тяжелые условия) или четвертой (легкие условия) при временном снижении сопротивления движению МТА увеличивать скорость до ближайшей, равной скорости на третьей передаче (тяжелые условия) или пятой (шестой) передачах (легкие условия), соответственно, только за счет увеличения подачи топлива, без переключения передач;

- на второй передаче (тяжелые условия) или четвертой (легкие условия) при временном увеличении нагруженности преодолевать сопротивление без

переключения с второй передачи на первую (тяжелые условия) или с четвертой на третью (легкие условия) также за счет увеличения подачи топлива без переключения передач.

9. В результате выполненных расчетов и анализа их результатов установлено, наиболее эффективным является МТА с 6-ти ступенчатой КПП с постоянным передаточным рядом ($i_{пр} = 1,2963$) и мощностью привода 75кВт, в сравнении с штатной 5-ти ступенчатой КПП и мощностью привода 88кВт. Это позволяет за 7-ми часовую рабочую смену сэкономить топливо – 20,66кг, масло на угар – 3,90кг, повысить производительность для легких условий пахоты на 6,3%, для тяжелых – на 1,4%.

Статьи, опубликованные в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК для опубликования основных результатов диссертации:

1. Антипин В.П., Власов Е.Н., Каршев Г.В., Куликов В.Н., Епифанова А.Ю. Производительность и энергозатраты машинно-тракторного агрегата // Тракторы и сельхозмашины 2013, № 8 – ISSN 0235-8573, с.23-28
2. Власов Е.Н., Ахматович Е.А., Епифанова А.Ю. Определение касательной силы тяги трактора ЛХТ-100 в транспортном режиме // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии: Вып. 205.СПб.: СПб ГЛТУ, 2013. – 272 с. – ISBN 978-5-9239-0631-8, ISSN 2079-4304.
3. Власов Е.Н., Ахматович Е.А., Епифанова А.Ю. Определение эффективно используемой мощности трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии: Вып.208. СПб.: СПб ГЛТУ, 2014. – 288 с. – ISBN 978-5-9239-0795-7, ISSN 2079-4304, с.54-62
4. Власов Е.Н., Михайлов О.А., Дурманов М.Я., Епифанова А.Ю. Определение количества энергии, затрачиваемой на реализацию касательной силы трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии: Вып.212. СПб.: СПб ГЛТУ, 2015. – 280 с. – ISBN 978-5-9239-0781-0, ISSN 2079-4304.
5. Власов Е.Н., Михайлов О.А., Дурманов М.Я., Епифанова А.Ю. Затраты энергии на реализацию касательной силы трактора ЛХТ-100 в транспортном режиме // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии: Вып.213. СПб.: СПб ГЛТУ, 2015. – 288 с. – ISBN 978-5-9239-0795-7, ISSN 2079-4304, с.138-147
6. Горбачева Т.И., Епифанова А.Ю., Кислицин А.Д. Исследование процесса разрушения при неподвижном сочленении деталей в узле машин лесного комплекса // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии: Вып.212. СПб.: СПб ГЛТУ, 2015. – 280 с. – ISBN 978-5-9239-0781-0, ISSN 2079-4304, с.113-122

Прочие публикации:

1. Горбачева Т.И., Пегов В.Ю., Епифанова А.Ю. Повышение долговечности деталей лесных машин лесного комплекса после восстановления // Леса России: политика, промышленность, наука, образование/ материалы международной научно-практической конференции. Том 1 / Под ред. В.М. Гедьо. – СПб.: СПбГЛТУ, 2017. – 289 с.
2. Епифанова А.Ю. Расчет касательной силы тяги трактора ЛХТ-100 в транспортном режиме // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика – Сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции, № 3 часть 2 (8-2), Воронеж, ФГБОУ ВПО «ВГЛТА», 2014. – 487 с. – ISSN 2308-8877.

Просим принять участие в работе диссертационного совета Д 212.220.03 или представить отзыв на автореферат Епифановой Александры Юрьевны в 2-х экземплярах с указанием фамилии, имени, отчества, почтового адреса, адреса электронной почты, наименования организации, должности, шифра и наименования научной специальности в соответствии с номенклатурой, по которой защищена диссертация составителя отзыва с подписью и печатью. Просим отправлять отзыв по адресу: 194021, г. Санкт-Петербург, Институтский пер., д. 5, литер У, Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет имени С.М. Кирова, диссертационный совет.

Епифанова Александра Юрьевна

АВТОРЕФЕРАТ

Подписано в печать с оригинал-макета 09.08.2019.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Печать трафаретная.

Уч.-изд. л. 1,0. Печ. л. 1,25. Тираж 100 экз. Заказ № __. С 5а

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет

Издательско-полиграфический отдел СПб ГЛТУ

194021, Санкт-Петербург, Институтский пер., д. 5, литер У