

УДК 630\*377.44

**Д. В. Клоков<sup>1</sup>, Е. А. Леонов<sup>1</sup>, А. А. Ермалицкий<sup>2</sup>**<sup>1</sup>Белорусский государственный технологический университет<sup>2</sup>Белорусский национальный технический университет**ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ  
ХОДОВОЙ ЧАСТИ ФОРВАРДЕРА 8К8**

Разработано методическое и программное обеспечение, которое позволяет исследовать динамические процессы в ходовой части лесной колесной погрузочно-транспортной машины. При проведении моделирования рассматривались комплексная динамическая система «двигатель – трансмиссия – движители – поверхность движения – предмет труда» и ее основные подсистемы, адекватно отражающие конструктивные особенности форвардера; новые математические модели процесса движения погрузочно-транспортной машины с колесными формулами 4К4, 6К6 и 8К8, описывающие вертикальные, продольно-угловые колебания машины, с комплексным учетом воздействия неровностей опорной поверхности движения, двигателя как источника заданной мощности, связей остова машины с пачкой сортиментов и движителем.

Целью исследований являлось повышение эффективности лесозаготовительного процесса и снижение отрицательного воздействия на лесную среду путем обоснования параметров уже созданных и перспективных лесных погрузочно-транспортных машин. Теоретические исследования базировались на применении методов системного анализа, теории случайных процессов, статистической динамики, теоретической механики и оптимального конструирования.

Получены новые данные по динамической нагруженности ходовой части, энергоемкости рабочего процесса и другим эксплуатационно-технологическим показателям погрузочно-транспортной машины в условиях эксплуатации лесохозяйственных и лесозаготовительных предприятий Республики Беларусь.

**Ключевые слова:** вибронгруженность, динамика, форвардер, двигатель, дизель, мощность, виброускорение, движитель.

**D. V. Klokov<sup>1</sup>, E. A. Leonov<sup>1</sup>, A. A. Ermalitskiy<sup>2</sup>**<sup>1</sup>Belarusian State Technological University<sup>2</sup>Belarusian National Technical University**FEATURES ESTIMATION OF DYNAMIC LOADING  
OF FORWARDERS 8K8 UNDERCARRIAGE**

Methodology and software are developed that allow to explore dynamic processes in the undercarriage of wheel cargo timber transport vehicles. When conducting simulations the complex dynamic system “engine – transmission – movers – surface movement – the subject of work” was considered and its major subsystems, reflecting adequately the structural features of forwarder. New mathematical models of the movement process of cargo transport vehicles with wheel formulas 4K4, 6K6 and 8K8 describing vertical, longitudinal and angular oscillations of the machine, with a complex account of the impact of the support surface irregularities of motion, of the engine as the source of the given power, of connection of machine core with a bundle of logs and movers.

The purpose of this research was to improve the efficiency of logging process and to reduce negative impacts on the forest environment by parameters substantiation of existing and future forest cargo vehicles. Theoretical studies were based on the application of systems analysis methods, theory of random processes, statistical dynamics, theoretical mechanics and optimal design.

New data on the dynamic loading of the chassis, power consumption of the working process and other operational and technological parameters of loading and transport vehicles were received in service conditions of forestry and logging enterprises of the Republic of Belarus.

**Key words:** vibration load, dynamics, forwarder, engine, diesel, power, vibration acceleration, mover.

**Введение.** В соответствии с концепцией развития лесозаготовительной отрасли лесного комплекса в Республике Беларусь, действующей до 2015 года, активно развивается собственное лесное машиностроение. Непосредственное участие принимает целый ряд машиностроительных предприятий, и в первую очередь

ОАО «Минский тракторный завод» и холдинг «АМКОДОР». В настоящее время созданы и выпускаются серийные погрузочно-транспортные машины на базе шарнирно-сочлененного и двухзвенного шасси.

Ввиду различной компоновки машин и вариантов технологического оборудования были

разработаны и прошли экспериментальную апробацию четыре расчетные схемы форвардеров. Первая соответствует машине типа 4К4 (МЛПТ-354М1, МЛПТ-344) [4], вторая – машине типа 6К6 (МЛ-131, «Амкодор 2661-01», «Амкодор 2662-01») [3, 4, 7], третья – машине типа 8К8 («Амкодор 2682-01», перспективный вариант) [2] и четвертая – двухзвенной машине (МПТ-461.1, МПТ-471) [5, 8].

*Комплекс математических моделей процесса работы машин при выполнении ими технологических операций.* Эти модели отражают сложную связь подсистем машины (двигатель, трансмиссия, ведущие мосты, движители, предмет труда). Учитываются реальные возмущающие воздействия (неровности поверхности волока, крутящий момент двигателя), а также реальные параметры машины.

При разработке расчетной модели МЛПТ был принят ряд допущений [2, 4]: распределенные массы трансмиссии машины заменены сосредоточенными, соединенными безинерционными упруго-демпфирующими связями; машина движется прямолинейно без спусков и подъемов; колесная система рассматривается как плоская симметричная относительно своей продольной оси; остов машины представляет собой твердое тело с продольной осью симметрии; колеса совершают безотрывное движение без бокового проскальзывания; беговая дорожка шины рассматривается в виде безинерционного обруча с радиусом, равным радиусу качения, а контакт колеса с дорогой точечным; жесткости шин, подвески, трансмиссии, постоянны, демпфирующие сопротивления пропорциональны первой степени скорости деформации;

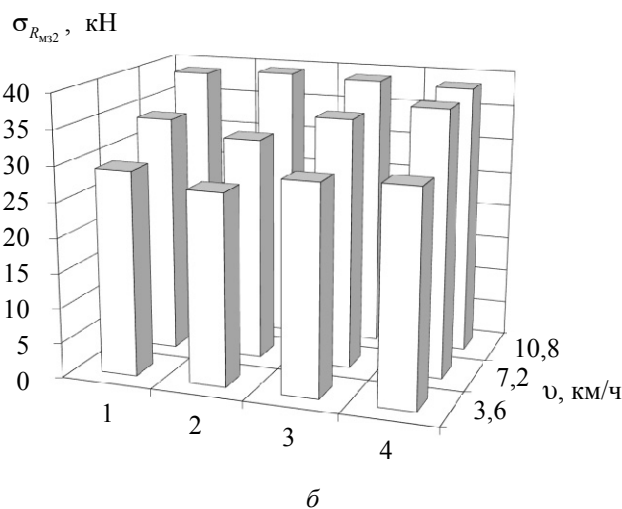
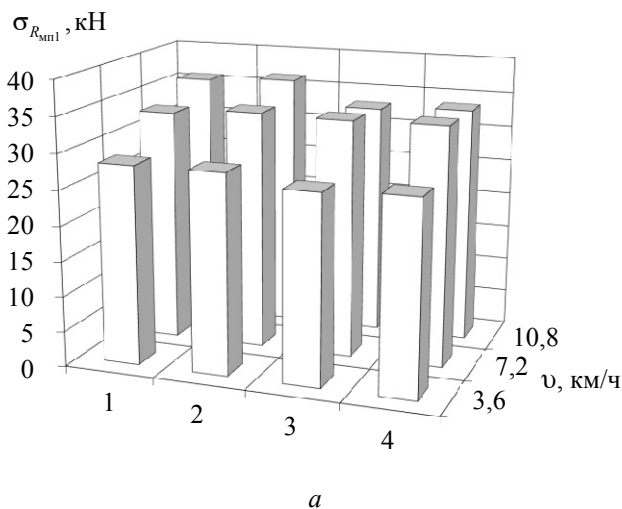
в элементах трансмиссии не учитывается жесткость зубьев зацепления, так как она значительно больше жесткости валов; высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии как с сосредоточенными, так и с распределенными параметрами не рассматриваются; механизм рулевого управления зафиксирован в положении, соответствующем прямолинейному движению трактора; колебания масс системы малые.

Применяя различные способы моделирования, измерения, записи и воспроизведения, можно получить наглядное представление об эксплуатационном нагрузочном режиме по его временной реализации.

**Основная часть.** В качестве перспективного шасси рассмотрим машину с колесной формулой 8К8 и приведем некоторые результаты оценки динамических показателей.

На рисунке представлены зависимости динамических реакций на мостах машины с продольными базами в диапазоне 5,3–5,8 м, при различных скоростях движения и нагрузках. Анализируя приведенные зависимости, можно проследить, что при движении по пасечному волоку отмеченный характер изменения среднеквадратичных значений угловых и вертикальных ускорений с увеличением скорости движения возрастает на всех нагрузочных режимах.

Поэтому движение по пасечному волоку рассматривалось как один из наиболее сложных режимов, так как, безусловно, при эксплуатации машины всегда возможны наезды на единичные неровности в виде пней или порубочных остатков.



Зависимость средних квадратичных значений амплитуд вертикальных динамических реакций переднего (а) и заднего моста с балансирным редуктором (б) форвардера 8К8 от скорости  $v$  при движении по пасечному волоку: 1, 2 – машина соответственно без груза и с грузом 14 т (при базе  $L_T = 5,30$  м); 3, 4 – ( $L_T = 5,80$  м)

Расчеты свидетельствуют, что рассматриваемые показатели для условий эксплуатации по дорогам с улучшенным покрытием в среднем имеют значения в 1,5 раза меньше, чем при движении по пасечному волоку (технологическому коридору).

Спектральный анализ процессов движения машины также подтверждает вывод о том, что с увеличением скорости частота изменения динамических реакций возрастает. Проанализировав процесс изменения динамических реакций, можно констатировать, что наиболее приемлемой схемой является лесная машина на базе шасси 8K8 с базой 5,8 м.

Однако, как и во всех рассматриваемых вариантах, одним из ограничивающих факторов выступает эксплуатационная скорость. Установлено, что по нагруженности переднего моста при движении по пасечному волоку скорость не должна превышать 8,2 км/ч. На магистральном волоке (лесной дороге) допустимая скорость до 12,5 км/ч, что явно достаточно для реализации показателей эффективности машины при эксплуатации.

После рассмотрения возникающих нагрузок на переднем мосту балансирной тележки погрузочно-транспортной машины можно констатировать, что характер их изменения в зависимости от эксплуатационных условий существенно отличается.

При базе машины 5,8 м и скоростях движения 3,6 и 10,8 км/ч как частотный диапазон, так и размах амплитуд указывают на зависимость динамических реакций от параметров машины. На переднем мосту максимум спектральной плотности динамической реакции приходится на частоты от 3,5 до 14 Гц при указанных скоростях. Объяснением этому может служить кинематика работы балансирной равноплечей тележки.

Анализ динамики груженого форвардера показывает, что происходит разгрузка передних колес балансирной тележки и дополнительное нагружение задних колес вследствие влияния со стороны таких факторов, как параметры шин [6], балансира, и условий движения.

При проектировании лесных машин используют, как правило, следующие основные критерии оптимальности: минимум приведенных затрат; максимум экономической эффективности; минимум потерь; технические критерии. В целом эти критерии являются комплексными, так как учитывают ряд различных факторов, влияющих на работу системы машины.

Параметры выходных процессов и их количество определяются в каждом конкретном случае конкретной постановкой задачи исследования. При определении параметров шин и подвески груза рассматривается математическая модель колебаний форвардера в комплексе. В качестве выходного процесса исследовались величина вертикальной динамической реакции мостов машины  $R_Y (k_{дин})$ , а также значения коэффициента динамичности  $k_{дин}$ .

**Заключение.** В результате анализа полученных данных установлено, что область оптимальных параметров определяется следующими интервалами: радиальная жесткость шин  $c_{ш} = 350\text{--}500$  кН/м, коэффициент неупругого сопротивления  $k_{ш} = 45\text{--}55$  кН·с/м, жесткость демпфирующих элементов грузовой платформы  $c_{п} = 1900\text{--}2050$  кН/м, коэффициент неупругого сопротивления  $k_{п} = 75\text{--}90$  кН·с/м и продольная база погрузочно-транспортной машины  $L_T = 5,3\text{--}5,8$  м.

Рекомендуемые значения жесткости и коэффициента неупругого сопротивления снижают величину средних квадратичных значений динамических реакций мостов в среднем на 13–25%.

### Литература

1. Клоков Д. В. Оценка нагрузочных режимов трансмиссий погрузочно-транспортных машин «БЕЛАРУС» // Труды БГТУ. 2013. № 2 (158): Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 45–46.
2. Клоков Д. В. Имитационная модель движения лесной погрузочно-транспортной машины типа 8K8 // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообраб. пром-сть. 2008. Вып. XVI. С. 122–126.
3. Протас П. А., Клоков Д. В. Аналитическое исследование процесса взаимодействия колесных трелевочных машин с пачкой хлыстов и волоком // Актуальные направления научных исследований XXI века: Теория и практика. 2014. Т. 2, № 5–4. С. 256–260. DOI: 10.12737/7110.
4. Клоков Д. В. Обоснование параметров и оценка динамических показателей лесной колесной погрузочно-транспортной машины: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 2001. – 21 с.
5. Клоков Д. В., Трибуль С. В. Расчетно-теоретическая оценка динамики прицепного погрузочно-транспортного агрегата на базе трактора МТЗ-82В // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообраб. пром-сть. 1998. Вып. VI. С. 38–44.
6. Арико С. Е. Результаты испытаний шин лесных машин // Труды БГТУ. 2012. № 2 (149): Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 51–54.
7. Голякевич С. А. Математическая модель для оценки нагруженности несущих конструкций многооперационных лесозаготовительных машин // Труды БГТУ. 2013. № 2 (158): Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 65–71.

8. Исаченков В. С., Симанович В. А. Математическая модель колесной трелевочной машины // Труды БГТУ. 2011. № 2 (140): Лесная и деревообраб. пром-сть. С. 75–81.

### References

1. Klokov D. V. Estimation of loading regimes of power drives of is loading-transport cars «BELA-RUS». *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2013, no. 2 (158): Forest and Woodworking Industry, pp. 45–46 (in Russian).
2. Klokov D. V. Simulation model of the movement of the forwarder type 8K8. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2008, series II, Forest and Woodworking Industry, issue XVI, pp. 122–126 (in Russian).
3. Protas P. A., Klokov D. V. Analytical study of the interaction of wheel skidder with a bundle of stems and portage. *Recent research trends of the XXI century: Theory and Practice*, 2014, vol. 2, no. 5–4, pp. 256–260. DOI: 10.12737/7110.
4. Klokov D. V. *Obosnovanie parametrov i otsenka dinamicheskikh pokazateley lesnoy kolesnoy pogruzochno-transportnoy mashiny: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [The foundation of parameters and estimation of dynamic characteristics of a wheeled timber forwarder. Abstract of thesis cand. of eng. sci.]. Minsk, 2001. 21 p.
5. Klokov D. V., Tribul' S. V. Computational and theoretical evaluation of the dynamics of the trailer cargo transport unit on the basis of MTZ-82V. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 1998, series II, Forest and Woodworking Industry, issue VI, pp. 38–44 (in Russian).
6. Ariko S. Y. The test results Tire forest machines. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2012, no. 2 (149): Forest and Woodworking Industry, pp. 51–54 (in Russian).
7. Golyakevich S. A. A mathematical model for estimating the loading of load-bearing structures multioperational logging machines. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2013, no. 2 (158): Forest and Woodworking Industry, pp. 65–71 (in Russian).
8. Isachenkov V. S., Simanovich V. A. Mathematical model of the skidder. *Trudy BGTU* [Proceedings of BSTU], 2011, no. 2: Forest and Woodworking Industry, pp. 75–81 (in Russian).

### Информация об авторах

**Клоков Дмитрий Викторович** – кандидат технических наук, доцент кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: klokov\_dm@belstu.by

**Леонов Евгений Анатольевич** – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: debager13@rambler.ru

**Ермалицкий Андрей Александрович** – кандидат технических наук, доцент кафедры строительных и дорожных машин. Белорусский национальный технический университет (220014, г. Минск, пр-т Независимости, 150, учеб. корп. 15, Республика Беларусь). E-mail: ermalitski\_aa@mail.ru

### Information about the authors

**Klokov Dmitriy Viktorovich** – Ph. D. Engineering, assistant professor, Department of Forestry Machinery and Logging Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: klokov\_dm@belstu.by

**Leonov Evgeniy Anatol'evich** – Ph. D. Engineering, senior lecturer, Department of Forestry Machinery and Logging Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: debager13@rambler.ru

**Ermalitskiy Andrey Aleksandrovich** – Ph. D. Engineering, assistant professor, Department of Building and Road Machines. Belarusian National Technical University (150, Nezavisimosti Ave., building 15, 220014, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: ermalitski\_aa@mail.ru

Поступила 20.02.2015