

# ЛЕСОПРОМЫШЛЕННЫЙ КОМПЛЕКС. ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ

---

УДК 630\*363.7

**В. Н. Лой, А. О. Германович**

Белорусский государственный технологический университет

## **ОЦЕНКА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ РАБОЧЕГО МЕСТА ОПЕРАТОРА МОБИЛЬНОЙ РУБИЛЬНОЙ МАШИНЫ**

Мобильные рубильные машины широко применяются в Республике Беларусь для получения возобновляемого вида топлива. Измельчение древесного сырья в топливную щепу сопровождается вибрацией агрегатов и модулей мобильной рубильной машины, учет которой необходим при проектировании данной техники. Длительное воздействие вибрации вызывает негативные изменения физиологических функций человека. Объективно неблагоприятное действие вибрации выражается в виде пониженной работоспособности, головных болей, бессонницы, нарушения координации движения, снижения чувствительности пальцев и других проявлений, что в итоге приводит к снижению производительности работы непосредственно самого оператора, а следовательно, и к снижению производительности рубильной машины в целом. Опыт эксплуатации мобильных рубильных машин указывает на то, что существует ряд нерешенных конструкторских проблем в выборе и обосновании параметров мобильных рубильных машин. В связи с этим была разработана математическая модель для моделирования технологического процесса производства щепы при помощи мобильной рубильной машины, которая позволяет определить параметры упругодемпфирующих элементов машины. Разработанная модель, при помощи которой определяются рациональные параметры мобильной рубильной машины, упрощает и сокращает время проведения проектных работ по созданию новой конструкции машины.

**Ключевые слова:** вибронгруженность, виброускорение, математическая модель, рубильная машина, щепа.

**V. N. Loy, A. O. Hermanovich**

Belarusian State Technological University

## **EVALUATION OF VIBRATION LOAD OF OPERATOR'S WORKPLACE OF THE MOBILE CHIPPER**

Mobile chippers are widely used in the Republic of Belarus for a renewable fuel production. Grinding of raw wood fuel chips is accompanied by vibration units and modules of mobile chipper, which needs consideration in the design of this technology. Prolonged exposure to vibration causes adverse changes in physiological functions of man. Objectively adverse effects of vibration are expressed in the form of reduced efficiency, headaches, insomnia, some coordination disturbance, reduction of sensitivity of the fingers and other manifestations, which ultimately lead to the operator productivity decrease, and hence to the chipper productivity decrease in general. Operating experience of mobile chippers indicates that there are a number of unsolved problems in the design selection and justification of mobile chipper parameters. Therefore, a mathematical model was developed to simulate the technological processes of chips production using a mobile chipper, which allows us to define the parameters of elastic-damping-sharing elements of the machine. So the developed model with the help of which the rational parameters of a mobile chipper are determined, simplifies and reduces the time for design work while creating a new machine design.

**Key words:** vibration load, vibroacceleration, mathematical model, chipper, chips.

**Введение.** Переработка отходов лесозаготовок при помощи мобильных рубильных машин является одной из наиболее доступных и в то же время эффективных технологий переработки древесины на топливную щепу. Однако работа мобильной рубильной машины связана с резко переменным характером воздейст-

вия технологической или полезной нагрузки, вследствие этого при измельчении древесного сырья появляются колебания, учет которых необходим при проектировании рубильной машины. Длительное воздействие вибрации вызывает негативные изменения физиологических функций человека [1].

**Основная часть.** На основании экспериментально-теоретических исследований физической модели рубильной машины на шасси форвардера, отражающей взаимодействие подсистем машины, таких как рама, кабина, рубильная установка, кресло оператора, а также возмущающий фактор, разработана математическая модель работы машины.

Математическая модель рубильной машины включает множество упругих и демпфирующих элементов, массы которых при наличии возмущений колеблются, что отражается на динамике работы машины, нагруженности агрегатов и узлов, а также оказывает негативное влияние на работу оператора. Исследование динамических процессов, происходящих при работе рубильной машины на мобильном шасси, позволяет обосновать ее рациональные параметры с точки зрения динамики.

Математическая модель включает в себя расчетную схему (рис. 1), математические зависимости, которые описывают процессы, возникающие при измельчении древесного сырья в щепу, а также решения систем дифференциальных уравнений и анализа полученных результатов.

Проведенный обзор работ по исследованию колебаний лесотранспортных машин показывает, что колебания в поперечной плоскости можно считать не связанными с продольно-вертикальными, так как рубильная машина на мобильном шасси симметрична относительно продольной вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести, что упрощает эквивалентную расчетную схему.

При построении расчетной схемы математической модели мобильной рубильной машины были приняты следующие общепринятые допущения [2]: машина рассматривалась как плоская симметричная система относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести машины; распределенные массы машины заменены сосредоточенными, которые соединены между собой безинерционными упруго-демпфирующими связями; высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии и двигателей как со сосредоточенными, так и распределенными параметрами не рассматривались; упругие характеристики шин – квазилинейные, а силы неупругого сопротивления – пропорциональные скорости деформации.

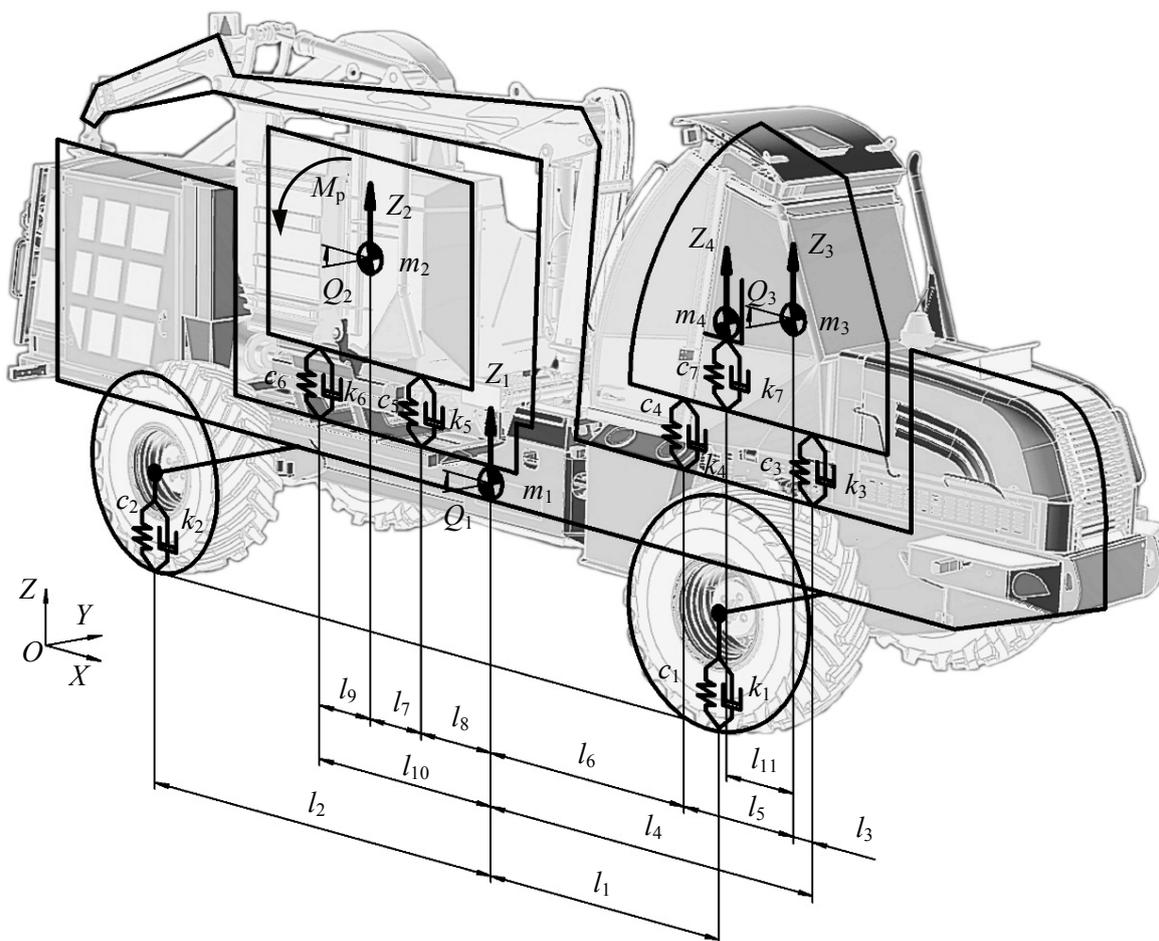


Рис. 1. Расчетная схема математической модели мобильной рубильной машины

Распределенная масса элементов рубильной машины заменена на сосредоточенные массы, соединенные безинерционными упругодемпфирующими связями, т. е. реальная динамическая система с бесконечным числом степеней свободы заменена схемой с конечным числом степеней свободы.

Каждой дискретной массе исследуемой машины соответствует независимая, изменяющаяся во времени координата (степень свободы). Основной задачей динамического исследования являлось определение движения системы, т. е. нахождение независимых, изменяющихся по времени координат, определяющих положение всех масс данной системы.

Расчетная схема математической модели имеет семь степеней свободы, описывающих колебания в продольной вертикальной плоскости.

Положение рубильной машины на мобильном шасси определяется следующими обобщенными координатами: вертикальными перемещениями центров тяжести остова (рамы) машины, рубильной установки, кабины, кресла оператора –  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$  соответственно; угловыми перемещениями центров тяжести остова (рамы) машины, рубильной установки, кабины –  $Q_1, Q_2, Q_3$  соответственно. Основными упругодемпфирующими элементами рубильной машины являются: шины, элементы креплений технологического оборудования и базовой машины.

Расчетная динамическая схема работы рубильной машины имеет обозначения:  $m_1, m_2, m_3, m_4$  – масса остова, включающая массу рамы, мостов, автономного двигателя привода рубильной установки, двигателя базовой машины, гидроманипулятора; масса рубильной установки; масса кабины, масса нагруженного кресла оператора соответственно, кг;  $I_1, I_2, I_3$  – моменты инерции остова машины, рубильной установки кабины соответственно, кг·м<sup>2</sup>;  $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6, c_7$ ;  $k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6, k_7$  – коэффициенты вертикальной жесткости и сопротивления шин, креплений рубильной установки, кабины, кресла оператора соответственно, Н/м;  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7, l_8, l_9, l_{10}, l_{11}$  – горизонтальные координаты (рис. 1), м.

Для составления системы дифференциальных уравнений, входящих в состав математической модели, описывающей колебательные процессы, которые происходят с мобильной рубильной машиной во время ее работы, воспользовались уравнением Лагранжа второго рода, с последующей проверкой на основе анализа равновесия действующих сил и моментов:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (1)$$

где  $T$  и  $\Pi$  – кинетическая и потенциальная энергии системы соответственно, Дж;  $R$  – диссипативная функция Релея, Дж;  $q_i$  – обобщенная координата;  $Q_i$  – внешние обобщенные силы, Н.

В качестве внешнего возмущающего воздействия выступает периодически изменяющийся в процессе измельчения древесного сырья момент усилия резания  $M_p$ . Специфика работы мобильной рубильной машины связана с резко переменным характером воздействия технологической или полезной нагрузки, ввиду непостоянной подачи древесного сырья к рубильному барабану, а также его неоднородных (непостоянных) физико-механических свойств. Усилие, которое приложено к резцу, в процессе резания изменяется. Оно достигает максимума при внедрении и падает до наименьшего значения в момент отделения щепы от древесного сырья. Такое изменение усилий резания приводит к вынужденным колебаниям рубильной установки, что и было подтверждено при проведении экспериментальных исследований. Возмущающее воздействие от периодически изменяющихся сил резания можно представить в виде функции, изменяющейся по гармоническому закону [3]:

$$M_p = M_0 \sin \omega t. \quad (2)$$

Также математическая модель позволяет использовать экспериментальные данные замеров крутящего момента привода рубильной установки при измельчении древесного сырья различного физико-механического состояния как функцию возмущающего воздействия вынужденных колебаний динамической системы.

Подставив выражения кинетической, потенциальной энергий и диссипативной функции Релея мобильной рубильной машины в уравнение Лагранжа второго рода, получили систему дифференциальных уравнений, которая описывает колебательные процессы, происходящие с машиной в процессе измельчения древесного сырья.

Исходные параметры (массовые, геометрические, жесткостные), необходимые для описания исследуемой динамической системы и ее адекватности, были определены экспериментально в ходе исследовательских испытаний опытного образца мобильной рубильной машины с автономным двигателем «Амкодор 2904», а также расчетным путем.

Решение системы дифференциальных уравнений второго порядка производилось методом Рунге – Кутты 4-го порядка точности с переменным шагом интегрирования и контролем величины шага интегрирования 5-го порядка

с помощью системы программирования MathCAD 14. В результате решения системы дифференциальных уравнений получены матрицы отклонений каждой степени свободы (рис. 2) и их первые производные в зависимости от времени протекания процесса. Математическая модель работы мобильной рубильной машины реализована в виде компьютерной программы в пакете MathCAD 14.

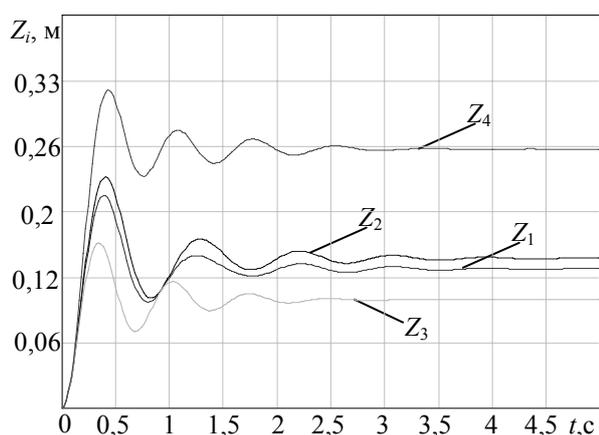


Рис. 2. Изменение вертикальных перемещений центров тяжести базовой машины ( $Z_1$ ), рубильной установки ( $Z_2$ ), кабины ( $Z_3$ ), кресла оператора ( $Z_4$ )

При помощи разработанной математической модели и проведенных экспериментальных исследований получен ряд зависимостей, характеризующих вибронегруженность рубильной машины. Установлено, что значительное влияние на вибронегруженность рабочего

места оператора оказывают динамические нагрузки, которые обусловлены упругодемпфирующими свойствами шин, опор креплений рубильной установки, кабины, кресла оператора; компоновочными параметрами, а также физико-механическими свойствами измельчаемого древесного сырья.

Так, при помощи математической модели были определены основные параметры динамической системы (жесткость шин, креплений рубильной установки, кабины, массовый величин, компоновочные) опытного образца мобильной рубильной машины «Амкодор 2904», при которых уровень вибрации не превышал предельно допустимых значений согласно санитарным нормам и правилам (СанПиН от 26.12.2013 № 132) (рис. 3, 4).

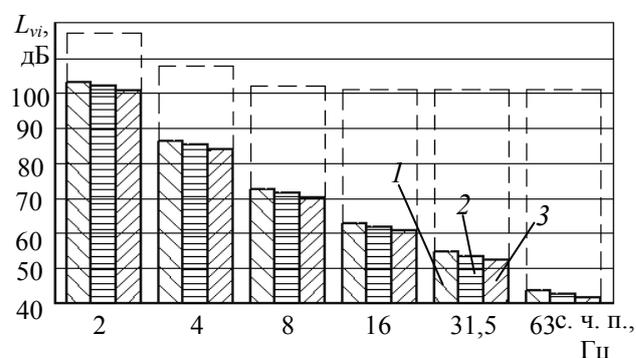


Рис. 3. Уровень вибрации на рабочем месте оператора мобильной рубильной машины при измельчении ствольной древесины диаметром 0,4 м с различной влажностью ( $W$ ): 1 –  $W = 5\%$ ; 2 –  $W = 18\%$ ; 3 –  $W = 70\%$

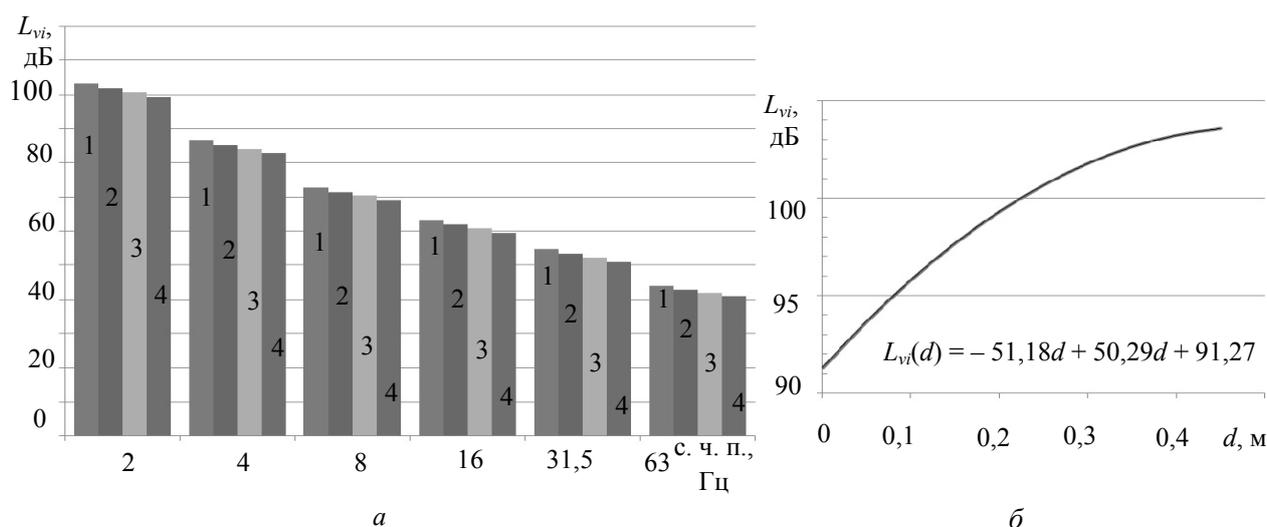


Рис. 4. Уровень вибрации на рабочем месте оператора мобильной рубильной машины при измельчении сухой ( $W = 5\%$ ) ствольной древесины:  $a$  – частотный спектр уровня вибрации рабочего места оператора при измельчении ствольной древесины (диаметр измельчаемой ствольной древесины (сосна): 1 – 0,4 м; 2 – 0,3 м; 3 – 0,25 м; 4 – 0,2 м);  $b$  – изменение уровня вибрации на рабочем месте оператора при изменении диаметра измельчаемой ствольной древесины

Установлено, что наибольшую вибрацию ( $L_{vi} = 103$  дБ) ощущает оператор на рабочем месте при измельчении сухой древесины ( $W = 5\%$ ) максимального диаметра ( $d = 0,4$  м). Разница уровня вибрации между измельчением сухой и свежесрубленной древесиной составляет 2,5–4,5%.

Анализ уровня вибрации на рабочем месте оператора при измельчении сухой стволовой древесины с различным диаметром показал (рис. 4 а, б), что при данных параметрах динамической системы мобильной рубильной машины («Амкодор 2904») максимальный уровень не превышает 103 дБ, а минимальный находится в пределах 63 дБ. Используя экспериментальные данные замеров крутящего момента привода рубильной установки при измельчении древесного сырья различных пород древесины (береза, сосна, ель), как функцию возмущающего воздействия вынужденных колебаний динамической системы, получили значения суммарных откликов (среднеквадратичные) скорости вертикальных перемещений всех степеней свободы системы. Так, установлено, что при измельчении свежесрубленной стволовой древесины сосны, ели и березы диаметром 0,23 м, наи-

больший уровень вибрации на рабочем месте оператора наблюдается при получении щепы из древесного сырья породы березы. Уровень вибрации на месте оператора при измельчении древесного сырья породы березы на 15–17% больше относительно породы сосны, и на 19–21% больше при измельчении древесины ели.

**Заключение.** Исследование динамических процессов, происходящих при работе рубильной машины на мобильном шасси с автономным двигателем, при помощи математической модели позволило обосновать ее рациональные параметры (жесткость шин 660–680 кН/м; жесткость опор рубильной установки и кабины 1 000 000–1 100 000 кН/м; жесткость подпрессоренного кресла оператора 10 кН/м; продольное расположение центра тяжести  $l_1 = 3,5$  м; расположение рубильной установки (расстояние от центра тяжести рубильной установки до задней оси машины) – 1,0 м) и сделать вывод о соответствии этих параметров условиям работы. Так, снижение воздействий вибрации на самоходную рубильную машину приведет к повышению ее производительности, а также к уменьшению затрат на эксплуатацию.

### Литература

1. Германович А. О. Динамическая модель работы мобильной рубильной машины // Автомобиль и электроника. Современные технологии. 2013. № 2 (5). С. 75–78.
2. Бычек А. Н. Обоснование параметров бесчokerной трелевочной машины на базе трактора МТЗ-82: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01. Минск, 2000. 20 с.
3. Жуков А. В. Теория лесных машин: учеб. пособие для вузов. Минск: БГТУ, 2001. 640 с.

### References

1. Germanovich A. O. A dynamic model of works of the mobile chipper. *Avtomobil' i elektronika. Sovremennye tekhnologii* [Car and electronics. Modern technology], 2013, no. 2 (5), pp. 75–78 (in Russian).
2. Bychek A. N. *Obosnovanie parametrov beschokernoy trelevochnoy mashiny na baze traktora MTZ-82: Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk* [Justification settings beschokernoy skidder on the basis of MTZ-82: Abstract of thesis cand. of techn. sci.]. Minsk, 2000. 20 p.
3. Zhukov A. V. *Teoriya lesnykh mashin* [The theory of forest machines]: tutorial manual for schools. Minsk, BSTU Publ., 2001. 640 p.

### Информация об авторах

**Лой Владимир Николаевич** – кандидат технических наук, доцент, декан факультета технологии и техники лесной промышленности. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: t1p@belstu.by

**Германович Александр Олегович** – магистр технических наук, ассистент кафедры лесных машин и технологии лесозаготовок. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: 18GERMAN@tut.by

### Information about the authors

**Loy Vladimir Nikolaevich** – Ph. D. Engineering, assistant professor, dean of the Forestry Engineering and Wood Technology Faculty. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: t1p@belstu.by

**Hermanovich Alexander Olegovich** – master of Engineering, assistant, Department of Forestry Machinery and Logging Technology. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: 18GERMAN@tut.by

Поступила 20.02.2015