

В.А. Александров, А.В. Александров

**ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ ОПЕРАТОРА
ВАЛОЧНО-ПАКЕТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ
ОГРАНИЧЕННОЙ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ
ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕРЕЕЗДАХ**

Введение. Наряду с валочно-пакетирующими машинами (ВПМ) большой грузоподъёмности на лесозаготовках широко используются ВПМ ограниченной грузоподъёмности. В связи с этим вопрос о воздействии на операторов этих машин также актуален. Предварительные результаты экспериментальных исследований показали значительную нагруженность этих машин не только в режимах обработки деревьев, но и при технологических переездах по поверхности лесосеки.

Для работы ВПМ характерны три основных случая их движения [Гасымов, Александров, 2014]: через обособленные неровности; по непрерывно чередующимся периодическим неровностям со случайным микропрофилем; при отсутствии неровностей.

В публикациях [Александров, 1984, 1995] рассмотрена динамика лесосечных машин, включая трелёвочный трактор, валочно-трелёвочные и валочно-пакетирующие машины, при пуско-тормозных режимах, в процессе обработки деревьев, в режимах установившегося движения, а также при переезде через обособленные неровности.

Исследованиями выявлено, что максимальные динамические нагрузки в упругих связях лесных машин [Жуков, Леонович, 1973] возникают в пуско-тормозных режимах.

Для лесосечных машин с манипуляторами и различных погрузчиков перекидного типа, а также трелёвочных тракторов дополнительно нагруженными являются режимы установившегося движения по микропрофилю или через обособленные неровности при технологических переездах или в процессе трелёвки пачки по волоку.

Работы [Александров, Лузанова, 2012; Александров и др., 2013а, б, 2015] посвящены разработке моделей динамических систем «Оператор – ВПМ – предмет труда – дерево» и биодинамических систем, где оператор представлен в виде 2- и 3-массовых расчетных схем. Изучена вибронагру-

женность операторов ВПМ в основных наиболее нагруженных в динамическом отношении режимах работы. В процессе исследований установлено, что определяющее влияние на уровень вибровоздействий на оператора оказывает форсирование пуско-тормозных режимов.

Исследования эргономики труда операторов ВПМ [Эргономика..., 1988] показывают, что конструкции сидений у серийно выпускаемых машин не обеспечивают необходимой защиты операторов от вибрации.

Цель исследования – разработать математическую модель, позволяющую определить вибронагруженность оператора ВПМ ограниченной грузоподъемности при технологических переездах на лесосеке.

Материалы и методика исследования. Для решения поставленной цели была составлена расчетная схема динамической системы «Оператор – валочно-пакетирующая машина – предмет труда – дерево». На рис. 1 представлена расчетная схема такой машины в режиме перенесения срезанного дерева в ЗСУ при его горизонтальном расположении.

Принятые обозначения:

m_0, m_1, m_2, m_3 и m_4 – приведенные массы, соответственно, машиниста (оператора), базовой машины, колонны манипулятора с подвижной платформой, захватно-срезающего устройства и дерева;

X_0, X_1, X_2, X_3 и X_4 – обобщенные координаты центров приведенных масс m_0, m_1, m_2, m_3 и m_4 ;

C_c, C_{12}, C_{23} и C_{34} – соответственно, приведенные жесткости спинки сидения, привода подвижной платформы, манипулятора и дерева;

P_0 – касательная сила тяги;

F – сопротивление перемещению машины.

Результаты исследования.

Кинетическая энергия динамической системы (1):

$$T = \frac{1}{2}m_0(\dot{X}_0)^2 + \frac{1}{2}m_1(\dot{X}_1)^2 + \frac{1}{2}m_2(\dot{X}_2)^2 + \frac{1}{2}m_3(\dot{X}_3)^2 + \frac{1}{2}m_4(\dot{X}_4)^2. \quad (1)$$

Потенциальная энергия системы (2):

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2}C_c(X_1 - X_0)^2 + \frac{1}{2}C_{12}(X_1 - X_2)^2 + \frac{1}{2}C_{23}(X_2 - X_3)^2 + \\ + \frac{1}{2}C_{34}(X_3 - X_4)^2. \end{aligned} \quad (2)$$

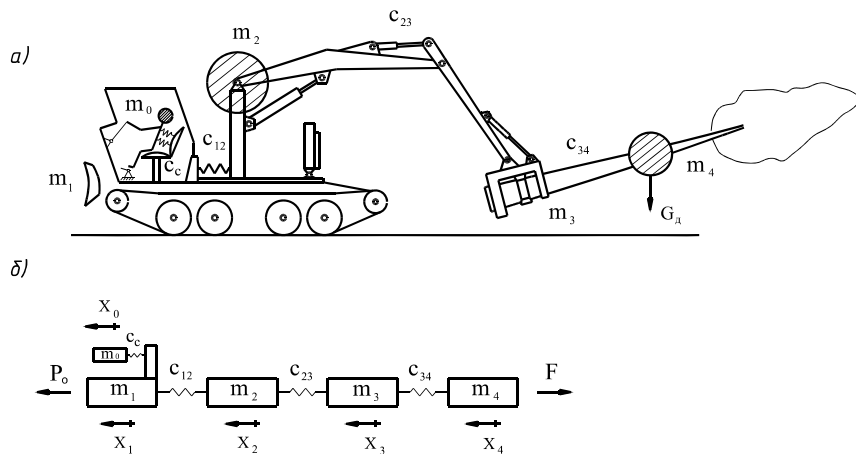


Рис. 1. Расчетные схемы динамической системы «Оператор-ВПМ-предмет труда-дерево»: а – исходная, б – эквивалентная

Fig. 1. Calculation scheme of the dynamic system «Operator-feller buncher-subject of labor-tree»: а – basic, б – equivalent

В соответствии с уравнением Лагранжа 2-го рода получим следующую систему уравнений (3):

$$\begin{aligned} & \left. \begin{array}{l} m_1 \\ m_0 \end{array} \right| m_0 \ddot{X}_0 + C_c X_0 = C_c X_1, \\ & \left. \begin{array}{l} m_2 \\ m_1 \end{array} \right| m_1 \ddot{X}_1 + C_c (X_1 - X_0) + C_{12} (X_1 - X_2) = P_0, \\ & \left. \begin{array}{l} m_1 \\ m_3 \end{array} \right| m_2 \ddot{X}_2 + C_{23} (X_2 - X_3) = C_{12} (X_1 - X_2), \\ & \left. \begin{array}{l} m_4 \\ m_2 \end{array} \right| m_3 \ddot{X}_3 + C_{34} (X_3 - X_4) = C_{23} (X_2 - X_3), \\ & \left. \begin{array}{l} m_3 \\ m_4 \end{array} \right| m_4 \ddot{X}_4 + F = C_{34} (X_3 - X_4). \end{aligned} \quad (3)$$

Преобразуя систему уравнений (3) относительно упругой деформации $(X_1 - X_0)$, получим дифференциальное уравнение вида (4):

$$\begin{aligned} & (X_1^{\text{VIII}} - X_0^{\text{VIII}}) + A(X_1^{\text{VI}} - X_0^{\text{VI}}) + B(X_1^{\text{IV}} - X_0^{\text{IV}}) + C(\ddot{X}_1 - \ddot{X}_0) + \\ & + D(X_1 - X_0) = E, \end{aligned} \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} A = & \left[\frac{m_2 m_3^2 m_4 (m_0 + m_1) C_c + m_3^2 m_4 (m_1 + m_2) m_0 C_{12} + \dots}{m_0 m_2 m_3^2 m_4 m_1} \right. \\ & \left. \dots \frac{+ m_3 m_4 (m_2 + m_3) m_1 m_0 C_{23} + (m_3 + m_4) (m_3 m_2 m_0 m_1 C_{34})}{m_0 m_2 m_3^2 m_4 m_1} \right], 1/c^2; \end{aligned} \quad (5)$$

$$B = \left[\frac{(m_0 + m_1)C_c m_3^2 m_4 (m_1 + m_2)C_{12} m_2 + (m_0 + m_1)C_c m_3 m_4 \times \dots}{\dots \frac{\times (m_2 + m_3)m_1 C_{23} m_2 + C_c (m_0 + m_1)(m_3 + m_4)m_3 m_2 C_{34} m_1 m_2 + \dots}{\dots \frac{+ m_3^2 m_4 m_2 C_c m_0 C_{12} m_2 + m_3 m_4 (m_2 + m_3)(m_1 + m_2)C_{12} m_1 m_0 C_{23} + \dots}{\dots \frac{+ (m_3 + m_4)m_3 (m_1 + m_2)C_{12} m_1 m_0 C_{34} m_2 + (m_3 + m_4)(m_2 + m_3) \times \dots}{\dots \frac{\times m_1 m_0 C_{34} m_1 C_{23} m_2 - m_3^2 m_4 C_{12} m_1 m_0 m_1 C_{23} - \dots}{\dots \frac{- m_4 m_2 m_1 m_0 C_{34} m_1 C_{23} m_2}{m_0 m_1 m_2^2 m_3^2 m_4 m_1}}} \right], 1/c^4; \quad (6)$$

$$C = \left[\frac{m_3 m_4 (m_2 + m_3)C_c C_{23} m_0 C_{12} m_2^2 + m_2 C_c (m_3 + m_4)m_3 C_{34} \times \dots}{\dots \frac{\times m_0 C_{12} m_2^2 - (m_0 + m_1)C_c m_3 m_4 (m_2 + m_3)(m_1 + m_2)C_{12} C_{34} m_2 + \dots}{\dots \frac{+ (m_0 + m_1)C_c (m_3 + m_4)m_3 (m_1 + m_2)C_{12} C_{34} m_2^2 + (m_0 + m_1)C_c (m_2 + m_3) \times \dots}{\dots \frac{\times (m_3 + m_4)m_1 C_{34} m_2^2 C_{23} - (m_0 + m_1)C_c m_4 m_2 m_1 C_{34} m_2^2 C_{23} - \dots}{\dots \frac{- m_1 (m_1 + m_2)C_{12} (m_3 + m_4)(m_2 + m_3)m_2 C_{34} C_{23} m_0 + \dots}{\dots \frac{+ m_2 m_1 m_3 C_{12} (m_3 + m_4)m_1 C_{12} C_{23} m_0 + m_1 m_4 (m_1 + m_2) \times \dots}{\dots \frac{\times C_{12} m_2^2 C_{34} m_0 C_{23}}{m_0 m_1 m_2^2 m_2 m_3^2 m_4 m_1}}} \right], 1/c^6; \quad (7)$$

$$D = \left[- \frac{C_c (m_3 + m_4)(m_2 + m_3)C_{12} m_0 m_2^2 C_{34} - m_0 m_2^2 C_{34} m_4 m_2 C_c C_{23} - \dots}{\dots \frac{- (m_0 + m_1)C_c (m_1 + m_2)C_{12} (m_3 + m_4)(m_2 + m_3)m_2 C_{34} - \dots}{\dots \frac{- (m_0 + m_1)C_c m_3 C_{12} (m_3 + m_4)m_1 m_2 C_{34} - \dots}{\dots \frac{- (m_0 + m_1)C_c (m_1 + m_2)C_{12} m_4 m_2^2 C_{34}}{m_0 m_2^2 m_1 m_2 m_3^2 m_4 m_1}}} \right] \times C_{23}, 1/c^8; \quad (8)$$

$$E = \left[\frac{(m_3 + m_4)(m_2 + m_3)P_0 + F m_1 m_3 - m_4 m_2 P_0}{m_1} \right] \frac{C_{34} C_{23} C_{12}}{m_2 m_3^2 m_4 m_1}, m/c^8. \quad (9)$$

Введя новую переменную (10):

$$X_{01} = (X_1 - X_0) - \frac{E}{D}, \quad (10)$$

получим однородное уравнение вида (11):

$$X_{01}^{\text{VIII}} + AX_{01}^{\text{VI}} + BX_{01}^{\text{IV}} + C\ddot{X}_{01} + DX_{01} = 0. \quad (11)$$

Определяем коэффициенты дифференциального уравнения (11) при исходных данных применительно к ВПМ ограниченной грузоподъёмности [Гасымов, Александров, 2014]:

$$V = 2,0 \text{ м}^3; \quad C_{34} = 65 \text{ кН/м}; \quad m_4 = 1023 \text{ кг}; \quad m_0 = 80 \text{ кг}; \quad m_1 = 9700 \text{ кг};$$

$$C_c = 5 \text{ кН/м}; \quad C_{12} = 620 \text{ кН/м}; \quad m_2 = 2128 \text{ кг}; \quad m_3 = 1050 \text{ кг};$$

$$C_{23} = 420 \text{ кН/м}; \quad V/t_p = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 \text{ м/с}^2$$

$$A = 2279,15 \cdot 1/c^2; \quad B = 1121,46 \cdot 10^3 \cdot 1/c^4; \quad C = 60675,0 \cdot 10^3 \cdot 1/c^6$$

$$D = 15122,1 \cdot 10^2 \cdot 1/c^8.$$

Решая дифференциальное уравнение (11) методом Рунге-Кутты с помощью среды программирования MathCAD, получаем результаты исследований, приведенные в табл. 1, 2 и на рис. 2, 3.

Таблица 1

Характеристики вибрационного воздействия на оператора ВПМ в режиме разгона ($C_c = 5 \text{ кН/м}$)

Characteristics of vibration impact on the operator of feller-buncher in the acceleration mode ($C_c = 5 \text{ кН/м}$)

Характеристики	$\ddot{X}_{01} = v/t_p, \text{ м/с}^2$			
	0,2	0,4	0,6	0,8
$X_{01}, \text{ м}$	0,007	0,015	0,022	0,030
$\dot{X}_{01}, \text{ м/с}$	0,032	0,063	0,095	0,126
$\ddot{X}_{01}, \text{ м/с}^2$	0,272	0,545	0,817	1,089
$Q_{\text{дин.}}, \text{ Н}$	35	75	110	150

Таблица 2

Характеристики вибрационного воздействия на оператора ВПМ в режиме стопорения ($C_c = 5 \text{ кН/м}$)

Characteristics of vibration impact on the operator of feller-buncher in the stop mode ($C_c = 5 \text{ кН/м}$)

Характеристики	$\dot{X}_{01}, \text{ м/с}$			
	0,01	0,02	0,03	0,04
$X_{01}, \text{ м}$	0,063	0,127	0,190	0,253
$\dot{X}_{01}, \text{ м/с}$	0,01	0,02	0,03	0,04
$\ddot{X}_{01}, \text{ м/с}^2$	0,002	0,003	0,005	0,006
$Q_{\text{дин.}}, \text{ Н}$	315	635	950	1265

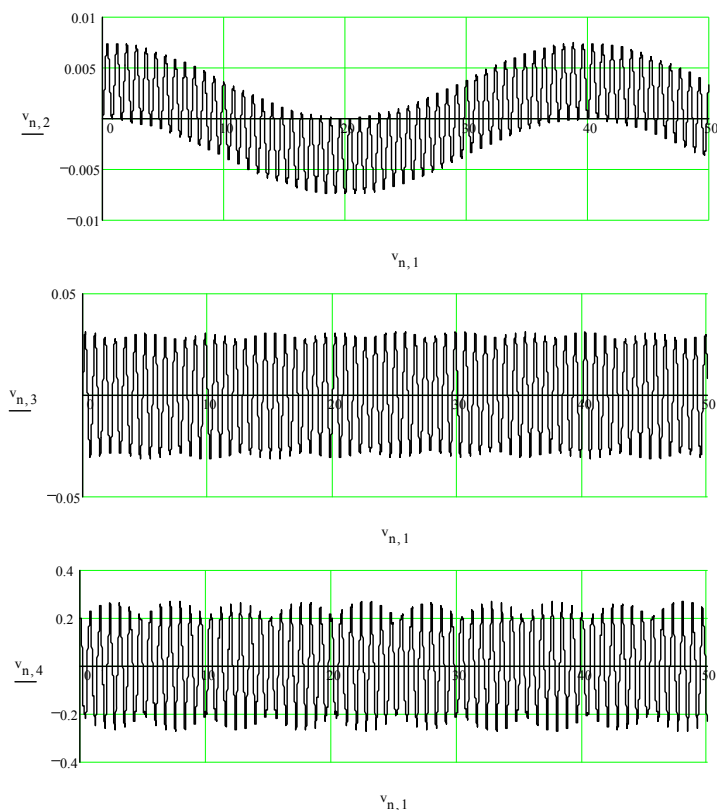


Рис. 2. Графики вибрационного воздействия на оператора ВПМ в режиме разгона при технологическом переезде ($V/t_p = 0,2 \text{ м/с}^2$): $V_{n,2}$ – виброперемещение; $V_{n,3}$ – виброскорость; $V_{n,4}$ – виброускорение

Fig. 2. Plots of vibration impact on the operator of feller-buncher in the acceleration mode at the technological crossing ($V/t_p = 0,2 \text{ m/s}^2$): $V_{n,2}$ – vibration displacement; $V_{n,3}$ – vibration velocity; $V_{n,4}$ – vibration acceleration

Обсуждение. Анализ результатов показывает, что если вибровоздействие в режимах разгона при технологических переездах ВПМ большой грузоподъемности и малой примерно одинаково, то в режимах стопорения динамическая нагрузка у машин ограниченной грузоподъемности выше в 8...9 раз.

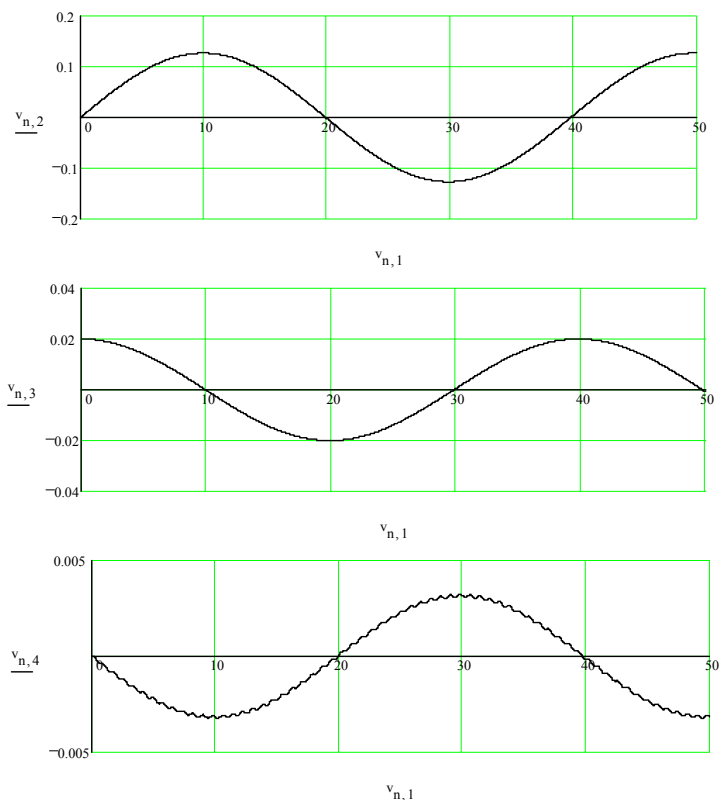


Рис. 3. Графики вибрационного воздействия на оператора ВПМ в режиме стопорения при технологическом переезде ($\dot{X}_{01} = 0,02$ м/с): $V_{n,2}$ – виброперемещение; $V_{n,3}$ – виброскорость; $V_{n,4}$ – виброускорение

Fig. 3. Plots of vibration impact on the operator of feller-buncher in the stop mode at the technological crossing ($\dot{X}_{01} = 0,02$ m/s): $V_{n,2}$ – vibration displacement; $V_{n,3}$ – vibration velocity; $V_{n,4}$ – vibration acceleration

Выводы

1. Процессы разгона и стопорения валочно-пакетирующих машин ограниченной грузоподъёмности при технологическом переезде с деревом в горизонтальном положении в захватно-срезающем устройстве сопровождаются значительной динамической нагрузкой на машину и оператора;
2. На уровень вибронагруженности оператора при технологических переездах, кроме скорости передвижения валочно-пакетирующей машины,

значительное влияние оказывают жёсткость сидения и объём транспортируемых в ЗСУ деревьев;

3. Для обеспечения нормальных условий работы оператору валочно-пакетирующей машины время разгона при трогании с места при технологических переездах должно быть не менее 3...4 секунд ($V/t_p = 0,2...0,4 \text{ м/с}^2$);

4. Разработанная модель системы «оператор – валочно-пакетирующая машина – предмет труда – дерево» позволяет определить на стадии разработки конструкции машины вибрационное воздействие на оператора при технологическом переезде с деревом в захватно-срезающем устройстве с погрешностью 6...8%.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список

Александров В.А. Динамические нагрузки в лесосечных машинах. Л.: ЛГУ, 1984. 152 с.

Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин. М.: Экология, 1995. 256 с.

Александров В.А., Лузанова Л.Н. К вопросу вибронагруженности операторов лесосечных машин // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2012. Вып. 197. С. 146–153.

Александров В.А., Александров А.В., Лузанова Л.Н. Вибронагруженность оператора валочно-пакетирующих машин в режиме перенесения дерева поворотом платформы в горизонтальной плоскости // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2013а. Вып. 203. С. 76–82.

Александров В.А., Александров А.В., Лузанова Л.Н. Вибронагруженность оператора валочно-пакетирующих машин в режиме натяжения ствола дерева // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2013б. Вып. 204. С. 86–96.

Александров В.А., Александров А.В., Лузанова Л.Н. Вибронагруженность оператора валочно-пакетирующей машины в режиме подъема дерева стрелой // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2015. Вып. 212. С. 78–84.

Гасымов Г.Ш., Александров В.А. Динамика валочно-пакетирующих машин. СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2014. 244 с.

Жуков А.В., Леонович И.И. Колебания лесотранспортных машин. Минск: БГУ, 1973. 240 с.

Эргономика в лесозаготовительной промышленности. М.: Лесн. пром-сть, 1988. 224 с.

References

Aleksandrov V.A. Dynamic loads in forest machines. Leningrad: LSU, 1984. 152p. (In Russ.)

Aleksandrov V.A. Modeling of technological processes of forest machines. Moscow: Ecology, 1995. 256 p. (In Russ.)

Aleksandrov V.A., Luzanova L.N. To the question of vibration loading of forest machine operators. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicheskoj Akademii*, 2012, iss. 197, pp. 146–153. (In Russ.)

Aleksandrov V.A., Aleksandrov A.V., Luzanova L.N. Vibration load of the operator of feller-buncher machines in the mode of tree transfer by rotating the platform in the horizontal plane. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicheskoj Akademii*, 2013a, iss. 203, pp. 76–82. (In Russ.)

Aleksandrov V.A., Aleksandrov A.V., Luzanova L.N. Vibration load of the operator of feller-buncher machines in the mode of tree trunk tensioning. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicheskoj Akademii*, iss. 204, 2013b, pp. 86– 96. (In Russ.)

Aleksandrov V.A., Aleksandrov A.V., Luzanova L.N. Vibration load of the operator of the feller-buncher machine in the mode of tree lifting by the boom. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicheskoj Akademii*, 2015, iss. 212, pp. 78- 84. (In Russ.)

Ergonomics in the logging industry Moscow: Lesnaya Promyshlennost, 1988. 224 p. (In Russ.)

Gasymov G.Sh., Aleksandrov V.A. Dinamika valочно-пакетирующчikh machin. St. Petersburg: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2014. 244 p. (In Russ.)

Zhukov A.V., Leonovich I.I. Vibrations of forest transportation machines. Minsk: BSU, 1973. 240 p. (In Russ.)

Материал поступил в редакцию 17.04.2025

Александров В.А., Александров А.В. Вибронагруженность оператора валочно-пакетирующей машины ограниченной грузоподъёмности при технологических переездах // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2025. Вып. 256. С. 498–508. DOI: 10.21266/2079-4304.2025.256.498-508

Дальнейшее совершенствование конструкций валочно-пакетирующих машин связано со всесторонними теоретическими и экспериментальными исследованиями режимов их работы. Учитывая большую трудоёмкость экспериментальных исследований, необходимо большее внимание уделить разработке теоретических методов. В статье рассматривается вибронагруженность оператора валочно-пакетирующей машины ограниченной грузоподъёмности при технологических переездах. Разработана динамическая модель системы «Оператор – валочно-пакетирующая машина – предмет труда –

дерево», позволяющая на этапе проектирования машины определять вибронагруженность оператора. Математическое описание составлено в форме уравнения Лагранжа 2-го рода. Система уравнений решена относительно упругой деформации спинки сидения оператора методом Рунге-Кутты с помощью среды программирования MathCAD. Графически показан характер и определены максимальные величины вибрационного воздействия на оператора при работе в режимах разгона и стопорения, а также приведены результаты вибрационного воздействия. Анализ результатов исследования показывает, что режимы разгона и стопорения сопровождаются значительной динамической нагрузкой как на машину, так и на оператора. На уровень вибронагруженности оператора в целом оказывают влияние жесткость его сиденья, время разгона при трогании с места и объем транспортируемых деревьев.

Ключевые слова: валочно-пакетирующая машина, математическая модель, колебания, вибрация, оператор.

Aleksandrov V.A., Aleksandrov A.V. Vibration load of the operator of a feller-buncher with limited lifting capacity during technological moves. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotekhnicheskoy Akademii*, 2025, iss. 256, pp. 498–508 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2025.256.498-508

Further improvement of feller buncher machine designs is associated with comprehensive theoretical and experimental studies of their operating modes. Taking into account the large labor intensity of experimental studies it is necessary to pay more attention to the development of theoretical methods. The article deals with the vibration loading of the operator of a feller-buncher machine of limited load-carrying capacity during technological relocations. The dynamic model of the system “Operator – feller-buncher machine – subject of labor – tree” is developed, which allows to determine the operator's vibration load at the stage of machine design. The mathematical description is made in the form of Lagrange equation of the 2nd kind. The system of equations is solved with respect to the elastic deformation of the operator's seat backrest by Runge-Kutta method, using MathCAD programming environment. The character is shown graphically and the maximum values of vibration impact on the operator are determined when working in the modes of acceleration and stopping, as well as the results of vibration impact are given. The analysis of research results shows that the modes of acceleration and stopping are accompanied by a significant dynamic load both on the machine and on the operator. The level of vibration load of the operator is generally influenced by the rigidity of his seat, acceleration time when starting from the place, and the volume of transported trees.

Keywords: feller buncher machine, mathematical model, fluctuations, vibration, operator.

АЛЕКСАНДРОВ Валентин Александрович – профессор Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, доктор технических наук.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: ftacademy@home.ru

ALEKSANDROV Valentin A. – DSc (Technical), Professor, St.Petersburg State Forest Technical University.

194021. Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: ftacademy@home.ru

АЛЕКСАНДРОВ Алексей Валентинович – доцент Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, кандидат технических наук.

194021, Институтский пер., д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: ftacademy@home.ru

ALEKSANDROV Aleksei V. – PhD (Technical), Associate Professor, St.Petersburg State Forest Technical University.

194021. Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: ftacademy@home.ru