

Д.М. Ласточкин, Ю.Н. Сидыганов, В.И. Кретинин, Д.В. Костромин

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЗМА ВИБРАЦИИ С ПРОТИВОВЕСОМ ЗАХВАТНО-СРЕЗАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Введение. Лесозаготовительная техника и ее технологическое оборудование в процессе эксплуатации подвергаются воздействию значительных динамических нагрузок [Александров, 2020; Александров, Ржавцев, 2021]. Для минимизации негативного воздействия нагрузок конструкции лесозаготовительных машин и технологического оборудования постоянно исследуются и совершенствуются [Александров, 2000; Сидыганов и др., 2008; Онучин, Рябинин, 2012; Ширнин, Ширнин, 2014]. Особенно такие исследования важны для технических систем, не получивших широкого распространения и находящихся на стадии НИОКР. К таким разработкам можно отнести конструкцию захватно-срезающего устройства (ЗСУ), особенностью которой является механизм вибрации, обеспечивающий динамическую стабилизацию вертикально удерживаемого дерева [Ласточкин и др., 2023; Ласточкин и др., 2024]. При работе механизма вибрации создаются вертикальные колебания точки подвеса ЗСУ, что в итоге приводит к появлению неуравновешенных сил и моментов сил, вызывающих дополнительный расход мощности на колебания и дополнительные нагрузки на элементы конструкции. Поэтому уравнивание возникающих сил и моментов сил является одной из главных задач при анализе конструкции механизма вибрации ЗСУ.

Целью работы является анализ конструкции механизма вибрации ЗСУ, оснащенного противовесом, обеспечивающим уравнивание возникающих сил и моментов сил.

Материалы и методика исследования. Ранее проведенный анализ конструкции ЗСУ с механизмом вибрации показал, что повышение частоты колебаний приводит к достаточно неравномерному движению конструкции из-за появления неуравновешенных сил и моментов сил [Ласточкин и др., 2024]. В связи с этим для стабилизации возвратно-поступательного движения ЗСУ с вертикально удерживаемым деревом в конструкции механизма вибрации было предложено использовать противовес, который должен полностью или частично уравнивать возникающие силы и создаваемые ими моменты.

В результате конструктивной проработки была предложена компоновка механизма вибрации, основными элементами которой являются противовес, кривошип, шатун и движитель (рис. 1).

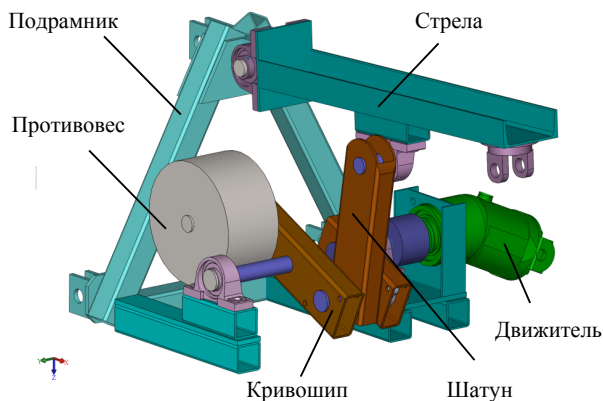


Рис. 1. 3D-модель механизма вибрации с противовесом
Fig. 1. 3D model of the vibration mechanism with counterweight

При разработке конструкции выбор формы и размеров противовеса определялся конструктивными особенностями механизма вибрации. А для определения массы противовеса необходимо знать массу движущихся частей механизма вибрации и силы инерции, которые он должен компенсировать.

Так как конструкция механизма вибрации совершает сложные возвратно-поступательные движения, то масса противовеса будет состоять из суммы масс $m_{пр}$ и $m_{пс}$, уравнивающих силы инерции вращающихся и возвратно-поступательных масс m_t и m_s механизма вибрации:

$$m_{пр} = m_{пр} + m_{пс}. \quad (1)$$

При рассмотрении движения конструкции механизма вибрации с противовесом можно сказать, что кривошип противовеса совершает только вращательное движение, а шатун механизма вибрации совершает сложное плоскопараллельное движение: возвратно-поступательное вместе со стрелой, вращательное вместе с кривошипом и колебательное вокруг оси соединительного шатуна со стрелой и с кривошипом. Если учитывать все эти движения элементов механизма вибрации, то расчет масс и соответствующих сил инерции достаточно затруднителен. В связи с этим была упрощена неоднородная масса шатуна, контактирующая с разными элементами конструкции путем разбивки на две части: m_1 – масса, сосредоточенная в точке соединения шатуна со стрелой; m_2 – масса, сосредоточенная в точке соединения шатуна с кривошипом. Так как масса шатуна $m_{ш}$ и сумма приведенных масс m_1 и m_2 равны, то с достаточной точностью и для упрощения расчета можно считать $m_1 = m_2 = 0,5 m_{ш}$.

Масса поступательно движущихся частей механизма вибрации m_s состоит из массы ЗСУ с удерживаемым деревом, части массы стрелы и части массы шатуна m_1 , которая сосредоточена на оси соединения со стрелой и совершает возвратно-поступательное движение. Так как стрела одним концом опирается на подрамник, то для расчета возьмём значение половины его массы.

В итоге масса поступательно движущихся частей механизма вибрации равна:

$$m_s = m_d + m_{ст} + \frac{1}{2}m_{стр} + \frac{1}{2}m_{ш} + m_{доп}, \quad (2)$$

где m_d – масса дерева; $m_{ст}$ – масса стойки ЗСУ; $m_{стр}$ – масса стрелы; $m_{ш}$ – масса шатуна; $m_{доп}$ – дополнительная масса (крепежные элементы, соединительные пальцы и др.).

Для вычисления массы поступательно движущихся частей зададим значения масс его элементов, которые возьмём из 3D-модели механизма вибрации ЗСУ (рис. 1): $m_{ш} = 3,1$ кг; $m_d = 50$ кг; $m_{ст} = 50,5$ кг; $m_{стр} = 33,4$ кг; $m_{доп} = 8$ кг (1...5% от массы ЗСУ).

После подстановки исходных данных в уравнение (2) масса поступательно движущихся частей, сосредоточенная в месте соединения шатуна со стрелой, будет иметь следующее значение:

$$m_s = 50 + 50,5 + \frac{1}{2}33,4 + \frac{1}{2}3,1 + 8 = 126,75 \text{ кг.}$$

Масса вращающихся частей механизма вибрации m_r состоит из массы кривошипа, массы части шатуна, сосредоточенной на оси соединения с кривошипом, и массы приводного рычага от движителя:

$$m_r = \frac{1}{2}m_{ш} + m_{крш} + m_o + m_{пд} + m_{рыч}, \quad (3)$$

где $m_{ш}$ – масса шатуна; $m_{крш}$ – масса кривошипа; m_o – масса оси соединения кривошипа и шатуна; $m_{пд}$ – масса подшипника внутри шатуна и его крепления; $m_{рыч}$ – масса приводного рычага от движителя.

Исходные данные для расчета массы вращающихся частей возьмём из 3D-модели механизма вибрации ЗСУ (рис. 1): $m_{ш} = 3,1$ кг; $m_{крш} = 2,32$ кг; $m_o = 1,38$ кг; $m_{пд} = 0,2$ кг; $m_{рыч} = 3,1$ кг.

После подстановки исходных данных в уравнение (3) масса вращающихся частей механизма вибрации будет иметь следующее значение:

$$m_r = \frac{1}{2}3,1 + 2,32 + 1,38 + 0,2 + 3,1 = 7,55 \text{ кг.}$$

Определив значения вращающихся и поступательно движущихся масс элементов механизма вибрации, можно вычислить массу противовеса, уравнивающего соответствующие силы инерции.

Силы инерции масс, вращающихся с угловой скоростью ω , полностью уравниваются противовесом массой $m_{\text{пр}}$ при условии $m_{\text{пр}} r_{\text{пр}} \omega^2 = m_r r \omega^2$. Тогда масса, компенсирующая силы инерции вращающихся элементов механизма вибрации, будет иметь следующий вид:

$$m_{\text{пр}} = m_r \frac{r}{r_{\text{пр}}}, \quad (4)$$

где r – радиус кривошипа; $r_{\text{пр}}$ – радиус рычага противовеса.

Полное уравнивание сил инерций поступательно движущихся масс возможно за счет использования двух пар противовесов, вращающихся навстречу друг другу по методу Ланчестера [Прокофьев и др., 2019]. Но данный способ требует серьёзного изменения конструкции механизма вибрации, что в рассматриваемом варианте нецелесообразно. Поэтому в современной практике при расчетах кривошипно-шатунных механизмов полное уравнивание сил инерции поступательно движущихся масс не применяется. В связи с этим для определения массы противовеса, компенсирующего силы инерции поступательно движущихся масс механизма вибрации, с достаточной точностью можно использовать выражение [Гоц, 2014; Прокофьев и др., 2019; Мелентьев и др., 2023]:

$$m_{\text{прс}} = 0,5 m_s \frac{r}{r_{\text{пр}}}, \quad (5)$$

где коэффициент 0,5 – отношение $\frac{m_{\text{прс}} r_{\text{пр}} \omega^2}{m_s r \omega^2}$, которое является составляющей центробежной силы инерции от противовеса относительно максимальной силы инерции поступательно движущихся масс первого порядка.

В большинстве случаев отношение $\frac{m_{\text{прс}} r_{\text{пр}} \omega^2}{m_s r \omega^2}$ меняется от 0 до 1. При частичном уравнивании, когда отношение $\frac{m_{\text{прс}} r_{\text{пр}} \omega^2}{m_s r \omega^2} = 0,5$, суммарная неуравновешенная сила будет постоянна по величине и скорости ω , что является достаточно оптимальным условием уравнивания.

После определения масс, компенсирующих силы инерции вращающихся и поступательно движущихся масс механизма вибрации, уравнение для определения общей массы противовеса можно записать следующим образом:

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{пр}r} + m_{\text{пр}с} = m_r \frac{r}{r_{\text{пр}}} + \frac{1}{2} m_s \frac{r}{r_{\text{пр}}} = \left(m_r + \frac{1}{2} m_s \right) \frac{r}{r_{\text{пр}}}. \quad (6)$$

Для вычисления общей массы противовеса с учетом разработанной 3D-модели механизма вибрации ЗСУ (рис. 1) зададим значение радиуса кривошипа $r = 126$ мм и радиус рычага противовеса $r_{\text{пр}} = 175$ мм. После подстановки полученных ранее значений m_r и m_s в уравнение (6) общая масса противовеса механизма вибрации ЗСУ будет иметь следующее значение:

$$m_{\text{пр}} = \left(7,55 + \frac{1}{2} 126,75 \right) \frac{126}{175} = 51,11 \text{ кг}.$$

После вычисления массы противовеса необходимо определить его размеры, которые можно рассчитать через его объем. Для этого зададим материал противовеса – конструкционная углеродистая сталь Ст3 плотностью $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$. Далее, поделив массу противовеса на плотность материала, определили объем противовеса, равный $0,00651 \text{ м}^3$. В результате полученных вычислений параметры противовеса и элементов механизма вибрации отобразим на рис. 2.

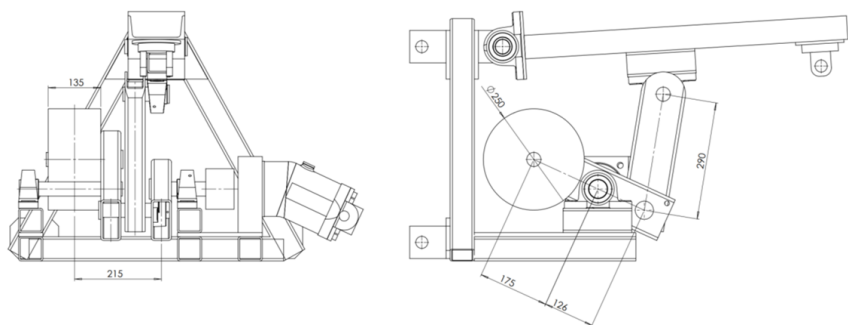


Рис. 2. Основные размеры механизма вибрации ЗСУ
Fig. 2. Main dimensions of the vibration mechanism of the ZSU

Для того чтобы оценить эффективность применения противовеса в механизме вибрации ЗСУ, было проведено моделирование момента на дви-

жителе и сравнение значений с результатами моделирования, полученными на механизме вибрации без противовеса [Ласточкин и др., 2024]. Моделирование момента на движителе было проведено в программе SolidWorks Motion на разработанной конструкции механизма вибрации (рис. 1). Для упрощения исследования стойка ЗСУ с удерживаемым деревом были заменены на соответствующие значения силы.

Результаты исследования. В результате анализа конструкции механизма вибрации, оснащенного противовесом, было проведено моделирование момента на движителе и сравнение значений с результатами моделирования, полученными на механизме вибрации без противовеса для дерева массой 50 кг при скорости вращения движителя 150 об/мин (рис. 3).

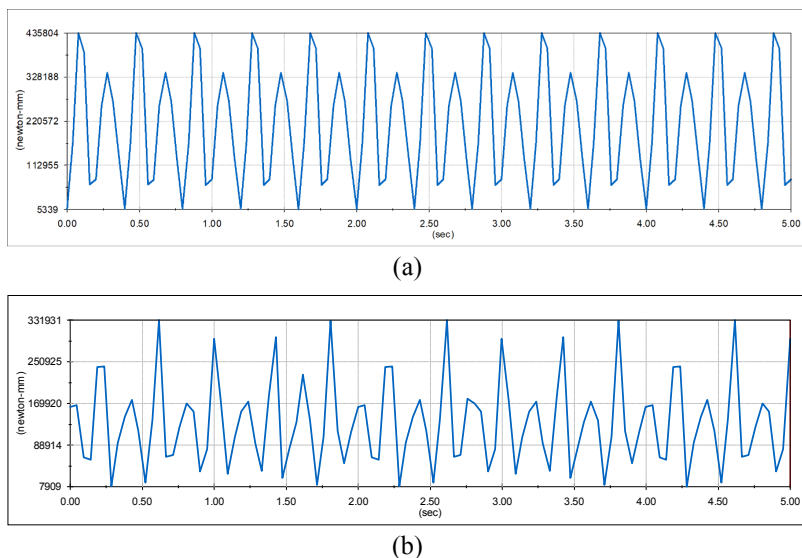


Рис. 3. Момент на валу движителя механизма вибрации:
(a) без противовеса, (b) с противовесом

Fig. 3. Moment on the shaft of the vibration mechanism drive:
(a) without counterweight, (b) with counterweight

Сравнение результатов моделирования момента на движителе механизма вибрации при равных условиях показало, что максимальный момент на валу без противовеса составляет 435804 Н·мм, а максимальный момент

на валу с противовесом равен 331931 Н·мм. Разница в значениях максимальных моментов на валу двигателя механизма вибрации составляет 23,8%, что говорит нам о достаточной эффективности применения противовеса для уравнивания возникающих сил и моментов в конструкции.

Заключение. В результате проведенного анализа был предложен вариант повышения эффективности работы механизма вибрации ЗСУ за счет применения противовеса, обеспечивающего уравнивание возникающих сил и моментов сил в процессе динамического удержания вертикального дерева на осциллирующем подвесе.

Моделирование момента на валу двигателя механизма вибрации при частоте вращения 150 об/мин показало, что применение противовеса на 23,8% снижает максимальный возникающий момент. Такая эффективность уравнивания возникающих сил и моментов в конструкции механизма вибрации за счет применения противовеса позволяет при практической реализации захватно-срезающего устройства для динамической стабилизации вертикально удерживаемого дерева использовать более широкий диапазон высокомоментных гидродвигателей.

Сведения о финансировании исследования. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-00421.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список

Александров В.А. Механизация лесосечных работ в России: монография. СПб.: ЛТА, 2000. 208 с.

Александров В.А. Нагруженность валочно-пакетирующих машин на лесозаготовках. СПб.: СПбГЛТУ, 2020. 295 с.

Александров В.А., Ржавцев А.А. Нагруженность лесосечных машин на лесозаготовках. СПб.: СПбГЛТУ, 2021. 256 с.

Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей. Владимир: Изд-во ВлГУ, 2014. 142 с.

Ласточкин Д.М., Медяков А.А., Остащенко А.П. Патент 2023111991 РФ, Захватно-срезающее устройство № 2810547 / Оpubл. 27.12.2023. Бюл. № 36.

Ласточкин Д.М., Сидыганов Ю.Н., Кретинин В.И., Багаутдинов И.Н. Исследование движения элементов вибропривода захватно-срезающего устройства // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2024. Вып. 248. С. 220–229. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.248.220-229

Мелентьев В.С., Сычуглов С.Ю., Родионов Л.В., Рекадзе П.Д. Критерий подбора массы противовеса кривошипно-шатунного механизма // Вестник машиностроения. 2023. № 9. С. 741-746. DOI: 10.36652/0042-4633-2023-102-9-741-746

Онучин Е.М., Рябинин Д.Е. Умные машины придут в лес: монография. Йошкар-Ола: ПГТУ, 2012. 116 с.

Прокофьев Г.Ф., Кабакова М.Ю., Цветкова Т.В. Применение современных методов конструирования при совершенствовании лесопильных станков // ИВУЗ. Лесной журнал. 2019. № 1 (367). С. 128–140. DOI: 10.17238/issn0536-1036.2019.1.128

Сидыганов Ю.Н., Онучин Е.М., Ласточкин Д.М. Модульные машины для рубок ухода и лесовосстановления: монография. Йошкар-Ола: МарГТУ, 2008. 336 с.

Ширнин Ю.А., Ширнин А.Ю. Разработка параметров оборудования и технологии для экспериментальных условий лесозаготовок: монография. Йошкар-Ола: ПГТУ, 2014. 232 с.

References

Aleksandrov V.A. Mechanization of logging operations in Russia: monograph. St. Petersburg: LTA, 2000. 208 p. (In Russ.)

Aleksandrov V.A. Loading of feller-buncher machines in logging. St. Petersburg: LTA, 2020. 295 p. (In Russ.)

Aleksandrov V.A., Rzhavcev A.A. Loading of logging machines in logging operations. St. Petersburg: LTA, 2021. 256 p. (In Russ.)

Gots A.N. Kinematics and dynamics of the crank mechanism of piston engines. Vladimir: VISU, 2014. 142 p. (In Russ.)

Lastochkin D.M., Medyakov A.A., Ostashenkov A.P. Patent 2023111991 RU, Zakhvatno-srezayushcheye ustroystv [Grabbing and cutting device]. Publ. 27.12.2023; bul. no. 36. (In Russ.)

Lastochkin D.M., Sidiganov Yu.N., Cretinin V.I., Bagautdinov I.N. Study of the movement of vibration drive elements of a gripping-cutting device. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicheskoj Akademii*, 2024, iss. 248, pp. 220–229. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.248.220-229. (In Russ.)

Melentyev V.S., Sychugov S.Yu., Rodionov L.V., Rekadze P.D. A criterion for selecting the mass of the counterweight of the crank mechanism. *Vestnik mashinostroenija [Russian Engineering Research]*, 2023, no. 9, pp. 741–746. DOI: 10.36652/0042-4633-2023-102-9-741-746 (In Russ.)

Onuchin E.M., Ryabinin D.E. Smart cars will come to the forest: a monograph. Yoshkar-Ola: PGU, 2012. 116 p. (In Russ.)

Prokofiev G.F., Kabakova M.Yu., Tsvetkova T.V. The Use of Modern Design Methods in Saw Machine Development. *IVUZ. Lesnoy Zhurnal [Forestry Journal]*, 2019, iss. 1 (367), pp. 128–140. DOI: 10.17238/issn0536-1036.2019.1.128. (In Russ.)

Sidiganov Yu.N., Onuchin E.M., Lastochkin D.M. Modular machines for thinning and reforestation: monograph. Yoshkar-Ola: MarGTU, 2008. 336 p. (In Russ.)

Shirnin Yu.A., Shirnin A.Yu. Development of equipment parameters and technology for experimental logging conditions: monograph. Yoshkar-Ola: PGU, 2014. 232 p. (In Russ.)

Материал поступил в редакцию 13.04.2024

Ласточкин Д.М., Сидыганов Ю.Н., Кретинин В.И., Костромин Д.В.
Анализ конструкции механизма вибрации с противовесом захватно-срезающего устройства // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2024. Вып. 251. С. 260–270. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.251.260-270

В статье проведен анализ конструкции механизма вибрации с противовесом захватно-срезающего устройства, обеспечивающего уравнивание возникающих сил и моментов сил. Выполнена конструктивная проработка механизма вибрации захватно-срезающего устройства путем добавления одного противовеса, который обеспечивает требуемую разгрузку опор от неуравновешенных масс механизма вибрации. Для проведения анализа конструкции механизма вибрации с противовесом была определена масса противовеса путем расчета поступательно движущихся и вращающихся частей механизма. На разработанной 3D-модели конструкции механизма вибрации с противовесом были проведены динамические исследования в программе SolidWorks Motion. В результате анализа конструкции механизма вибрации, оснащенного противовесом, было проведено моделирование момента на двигателе и сравнение значений с результатами моделирования, полученными на механизме вибрации без противовеса для дерева массой 50 кг и при скорости вращения двигателя 150 об/мин. Сравнение результатов моделирования момента на двигателе механизма вибрации при равных условиях показало, что максимальный момент на валу без противовеса составляет 435804 Н·мм, а максимальный момент на валу с противовесом равен 331931 Н·мм. Разница в значениях максимальных моментов на валу двигателя механизма вибрации показала, что применение противовеса на 23,8% снижает максимальный возникающий момент.

Ключевые слова: механизм вибрации, противовес, захватно-срезающее устройство, динамическая стабилизация, вертикальное дерево, лесозаготовка.

Lastochkin D.M., Sidiganov Yu.N., Cretinin V.I., Kostromin D.V. Analysis of the design of the vibration mechanism with a counterweight of the gripping-cutting device. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotehnicoskoj Akademii*, 2024, iss. 251, pp. 260–270 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2024.251.260-270

The article analyzes the design of the vibration mechanism with a counterweight of the gripping-cutting device, which ensures the balancing of the resulting forces and moments of forces. The design development of the vibration mechanism of the gripping-cutting device was performed by adding one counterweight, which will provide the required unloading of the supports from the unbalanced masses of the vibration mechanism. To analyze the design of the vibration mechanism with a

counterweight, the mass of the counterweight was determined by calculating the translational moving and rotating parts of the mechanism. Dynamic studies were carried out in the SolidWorks Motion program on the developed 3D model of the vibration mechanism design with a counterweight. As a result of the analysis of the design of the vibration mechanism equipped with a counterweight, the moment on the mover was simulated and the values compared with the simulation results obtained on the vibration mechanism without a counterweight for a tree weighing 50 kg and at a rotation speed of the mover of 150 rpm. Comparison of the results of modeling the torque on the vibration mechanism drive under equal conditions showed that the maximum torque on the shaft without a counterweight is 435804 N mm, and the maximum torque on the shaft with a counterweight is 331931 N mm. The difference in the values of the maximum torques on the vibration mechanism drive shaft showed that the use of a counterweight reduces the maximum torque by 23.8%.

Keywords: vibration mechanism, counterweight, gripping-cutting device, dynamic stabilization, vertical tree, forest harvesting.

ЛАСТОЧКИН Денис Михайлович – доцент кафедры эксплуатации машин и оборудования Поволжского государственного технологического университета, кандидат технических наук, доцент. SPIN-код: 7597-7487. ORCID: 0000-0002-0442-384X.

424000, пл. Ленина, д. 3, г. Йошкар-Ола, Республика Марий Эл, Россия.
E-mail: lastochkindm@volgatech.net

LASTOCHKIN Denis M. – PhD (Technical), Associate Professor of the Department of Machinery and Equipment Operation of the Volga State University of Technology. SPIN-code: 7597-7487. ORCID: 0000-0002-0442-384X.

424000. Lenina sq. 3. Yoshkar-Ola. Republic of Mari El. Russia. E-mail: lastochkindm@volgatech.net

СИДЫГАНОВ Юрий Николаевич – профессор кафедры эксплуатации машин и оборудования Поволжского государственного технологического университета, доктор технических наук, профессор. SPIN-код: 5527-9829. ORCID: 0000-0003-3665-5431.

424000, пл. Ленина, д. 3, г. Йошкар-Ола, Республика Марий Эл, Россия.
E-mail: SidyganovYN@volgatech.net

SIDIGANOV Yury N. – DSc (Technical), Professor of the Department of Operation of Machines and Equipment of the Volga State Technological University. SPIN-code: 5527-9829. ORCID: 0000-0003-3665-5431.

424000. Lenina sq. 3. Yoshkar-Ola. Republic of Mari El. Russia. E-mail: SidyganovYN@volgatech.net

КРЕТИНИН Виктор Иванович – доцент кафедры автоматизации, метрологии и управления в технических системах Санкт-Петербургского государственного лесотехнического университета имени С.М. Кирова, кандидат технических наук, доцент. SPIN-код: 4424-8046. ORCID: 0000-0003-0467-4080.

194021, Институтский пер. д. 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: KVI_1960@mail.ru

KRETININ Viktor I. – PhD (Technical), Associate Professor of the Department of Automation, Metrology and Control in Technical Systems, St.Petersburg State Forest Technical University. SPIN-code: 4424-8046. ORCID: 0000-0003-0467-4080.

194021. Institute per. 5. St. Petersburg. Russia. E-mail: KVI_1960@mail.ru

КОСТРОМИН Денис Владимирович – заведующий кафедрой эксплуатации машин и оборудования Поволжского государственного технологического университета, кандидат технических наук, доцент. SPIN-код: 6948-5157. ORCID: 0000-0001-6190-0799.

424000, пл. Ленина, д. 3, г. Йошкар-Ола, Республика Марий Эл, Россия. E-mail: KostrominDV@volgatech.net

KOSTROMIN Denis V. – PhD (Technical), Head of the Department of Machinery and Equipment Operation of the Volga State University of Technology. SPIN-code: 6948-5157. ORCID: 0000-0001-6190-0799

424000. Lenina sq. 3. Yoshkar-Ola. Republic of Mari El. Russia. E-mail: KostrominDV@volgatech.net