



МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ
И ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ

УДК 674.05

DOI: 10.17238/issn0536-1036.2017.3.132

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИИ
ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ**

А.М. Буглаев, д-р техн. наук, проф.

М.П. Бокачева, инж.

В.В. Сиваков, доц., канд. техн. наук

Брянский государственный инженерно-технологический университет, пр. Станке Димитрова, д. 3, г. Брянск, Россия, 241037; e-mail: ABuglaev-bgita@yandex.ru, marya.corosteleva2010@yandex.ru, svv000@yandex.ru

Повышение эффективности деревообрабатывающего оборудования является одной из важнейших задач, стоящих перед отечественными предприятиями в условиях острой конкурентной борьбы с зарубежными производителями. Цель работы – исследование возможности снижения вибрации деревообрабатывающих станков как на стадии проектирования, так и в условиях их эксплуатации. Приведены теоретические сведения по расчету виброускорения, виброскорости, динамической системы станка и основные направления снижения вибрации деревообрабатывающего оборудования. Выполнены экспериментальные исследования с помощью модернизированного вибростенда БЖ4, предназначенного для изучения вибрации механизмов и машин. По результатам измерений оценена эффективность виброзащиты для каждой октавной полосы частот. Наибольший уровень вибрации отмечен на нижней плоскости объекта виброизоляции, непосредственно контактирующей с источником вибрации, несколько меньший – на боковых плоскостях по направлению горизонтальных осей X и Y ортогональной системы координат. Еще ниже уровень вибрации был на верхней плоскости объекта виброизоляции по направлению оси Z . Установлено, что при наличии виброзащитных модулей вибрация уменьшается на 5...20 %. Анализ результатов исследований позволяет сделать вывод о возможности существенного снижения массы и металлоемкости деревообрабатывающих станков в процессе их проектирования и изготовления. Дополнительные возможности для уменьшения вибрации появляются при правильном выборе и эксплуатации режущего инструмента.

Ключевые слова: станки, вибрация, деревообработка, виброускорение, снижение вибрации.

Для цитирования: Буглаев А.М., Бокачева М.П., Сиваков В.В. Исследование возможности снижения вибрации деревообрабатывающего оборудования // Лесн. журн. 2017. № 3. С. 132–142. (Изв. высш. учеб. заведений). DOI: 10.17238/issn0536-1036.2017.3.132

Введение

При эксплуатации деревообрабатывающего оборудования возникают значительные вибрации, негативно влияющие на технико-экономические и санитарно-гигиенические показатели деревообрабатывающих цехов. Повышенные вибрации при работе деревообрабатывающего станка уменьшают срок его эксплуатации, приводят к поломкам, существенно снижают точность, увеличивают шероховатость обработанных деталей. Особенно актуальной данная проблема становится при эксплуатации станков в условиях низких температур, когда существенно возрастает сила резания, необходимая для отделения стружки от древесины [10, 11].

Целью исследований является поиск возможностей снижения вибрации деревообрабатывающего оборудования как на стадии проектирования, так и в условиях эксплуатации.

Объекты и методы исследования

Для установления путей снижения вибрации проводятся теоретические и экспериментальные исследования. Теоретические исследования базируются на анализе известных зависимостей для оценки динамического качества деревообрабатывающих станков и параметров вибрации.

Для санитарного нормирования и контроля рекомендуется использовать средние квадратические значения виброускорения a или виброскорости V .

Логарифмические уровни виброускорения (L_a , дБ) и виброскорости (L_v , дБ) определяют по следующим формулам:

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{10^{-6}} \quad (1)$$

$$L_v = 20 \lg \frac{V}{5 \cdot 10^{-8}} \quad (2)$$

Нормируемыми показателями вибрационной нагрузки на оператора в процессе труда являются одночисловые параметры (корректированное по частоте значение контролируемого параметра, доза вибрации, эквивалентное корректированное значение контролируемого параметра) или спектр вибрации [3].

Корректированное по частоте значение контролируемого параметра U или его логарифмический уровень L_{ui} находят, используя следующие формулы:

$$\tilde{U} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (U_i K_i)^2}; \quad (3)$$

$$L_{ui} = 10 \lg \sum 10^{0,1(L_{ui} + L_{ki})}, \quad (4)$$

где n – число частотных полос в нормируемом диапазоне;

U_i и L_{ui} – среднее квадратическое значение контролируемого параметра вибрации (виброскорость или виброускорение) и его логарифмический уровень в i -й частотной полосе;

K_i и L_{ki} – весовые коэффициенты i -й частотной полосы для среднего квадратического значения контролируемого параметра или его логарифмического уровня.

Дозу вибрации определяют по формуле

$$D = \int_0^T \tilde{U}^m(t) dt, \quad (5)$$

где T – время воздействия вибрации, с;

$\tilde{U}(t)$ – скорректированное по частоте значение контролируемого параметра в момент времени t , $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$ или $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$;

m – показатель эквивалентности физиологического воздействия вибрации, устанавливаемый санитарными нормами.

Эквивалентное скорректированное значение контролируемого параметра

$$U_{\text{эКВ}} = \sqrt[m]{\frac{D}{T}}. \quad (6)$$

Нормативные скорректированные по частоте и эквивалентные скорректированные значения составляют от 75 до 126 дБ (виброускорения – от 0,028 до 2,000 $\text{м}/\text{с}^2$) [3].

По данным [1], при частоте вибрации 50...150 Гц и амплитуде колебаний 0,101...0,300 мм возможно «заболевание», при частоте 150...250 Гц и амплитуде 0,101...0,300 мм возникает виброболезнь.

Допустимые значения ускорения колебательной системы составляют от 0,13 до 1,20 $\text{м}/\text{с}^2$ [1].

В связи с этим можно отметить, что применение различных показателей вибрации затрудняет оценку ее влияния на организм рабочего.

Однако на основании анализа как стандартов [3, 4], так и другой литературы [1, 5, 6] можно сделать вывод, что снижение уровней вибрации и шума благоприятно влияет на здоровье и производительность труда рабочего.

Наиболее целесообразным путем снижения шума и вибрации в цехах деревообрабатывающих предприятий является совершенствование конструкций оборудования, в частности деревообрабатывающих станков. Основные показатели деревообрабатывающих станков, в том числе и нормы вибрации, устанавливаются при их проектировании.

К сожалению, основным методом снижения вибраций отечественного оборудования служит увеличение его массы, однако это не только приводит к повышению его цены, но и увеличивает расходы на эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт [2]. Поэтому возникает необходимость использовать более рациональные методы ее снижения.

Динамическая система станка – это совокупность упругой системы (УС) и рабочих процессов.

Как известно, УС станка включает передаточный механизм, приспособление, инструмент и обрабатываемую деталь. Ее рассматривают как колебательную.

Рабочие процессы представляют собой физические процессы, происходящие в станке (резание, трение, процессы в двигателе). Они воздействуют на УС силами резания F_p , трения $F_{тр}$ и крутящим моментом $M_{кр}$ [5].

Основными параметрами УС являются масса, моменты инерции деталей и узлов, жесткость упругих элементов, демпфирование (силы неупругого сопротивления), связи между перемещениями масс по нескольким координатам.

Динамика УС характеризуется инертностью, количественной мерой которой является масса, определяемая величиной и точкой ее приложения (центром массы). Радиус инерции

$$\rho = \sqrt{J_{и} / m_{об}} = \sqrt{\sum_1^{i=n} (m_i h_i^2) / m_{об}}, \quad (7)$$

где $J_{и}$ – момент инерции;

$m_{об}$ – общая масса приведения;

m_i – масса элементарных i -х участков;

h_i – расстояние до центра вращения i -го участка.

При поступательном движении физическая величина массы (m , кг или Н·с²/м)

$$m = F_p / \ddot{x}; \quad m = F_p / \frac{d\dot{x}}{dt}, \quad (8)$$

где F_p – сила резания, Н;

\ddot{x} – ускорение, м/с²;

\dot{x} – скорость, м/с.

Запишем момент инерции массы ($J_{и}$, Н·м) при вращении:

$$J = \frac{M_{кр}}{\varphi}, \quad (9)$$

где φ – угловое ускорение, рад/с².

При поступательном перемещении на расстояние x жесткость оценивается коэффициентом жесткости (K , Н/м):

$$K = \frac{F_p}{x}; \quad (10)$$

При вращении под действием крутящего момента $M_{кр}$ на угол φ (Н·м/рад) коэффициент жесткости

$$K = \frac{M_{кр}}{\varphi}. \quad (11)$$

Мерой демпфирования является коэффициент механического сопротивления (B , Н·с/м):

$$B = \frac{F_p}{\dot{x}} = F_p / \frac{dx}{dt} . \quad (12)$$

При вращении коэффициент механического сопротивления (B , Н·мс/рад)

$$B = \frac{M_{кр}}{\dot{\phi}} = M_{кр} \frac{d\phi}{dt} . \quad (13)$$

Анализ зависимостей (7)–(13) позволяет установить пути повышения динамического качества машины, в нашем случае деревообрабатывающего станка:

- уменьшение расстояния от центра масс до основания;
- увеличение общей массы приведения;
- снижение массы и размеров движущихся или вращающихся деталей станка, в частности режущего инструмента;
- снижение сил резания и подачи;
- повышение жесткости деталей, испытывающих максимальные нагрузки от сил резания и подачи.

В литературе [5–7, 12, 13] описаны и другие методы повышения динамического качества машины, а также снижения уровней шума и вибрации. Однако на данном этапе были проверены в основном указанные выше пути повышения динамического качества деревообрабатывающего оборудования.

Для проведения экспериментальных исследований был модернизирован вибростенд БЖ4, предназначенный для изучения вибрации механизмов и машин. Стенд был оснащен современным виброметром «Алгоритм-02», имеющим чувствительные датчики, трехосевой акселерометр и порт для подключения к компьютеру, что позволило проводить как научные исследования, так и учебно-исследовательские работы. После модернизации на нем изучали основные параметры вибрации по трем осям X , Y , Z с выводом результатов на компьютер. Объект виброизоляции представлял собой устройство, моделирующее работу какого-либо узла машины, например электродвигателя. Сменные виброзащитные модули предназначены для исследования различных устройств и деталей, снижающих вибрацию, в частности пружин и прокладок из различных материалов.

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты воздействия вибрации на объект виброизоляции приведены в табл. 1.

По результатам измерений оценивали эффективность виброзащиты \mathcal{E} для каждой октавной полосы частот по следующей формуле:

$$\mathcal{E} = \frac{V - V_3}{V} 100 \% , \quad (14)$$

где V и V_3 – среднее квадратическое значение виброускорения до и после применения виброзащиты, дБ.

Т а б л и ц а 1

Результаты измерения вибрации									
Место измерения и источники вибрации	Координата вибрации	Показатель вибрации	Уровень виброускорения, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц						
			16,0	31,5	63,0	125,0	250,0	500,0	1000,0
БЖ4-1	x	V	100,7	102,8	112,0	114,7	117,0	121,7	122,2
		V ₃	96,3	98,0	100,2	101,7	107,4	108,9	116,6
		Э, %	4,4	4,7	10,5	11,3	8,2	10,5	4,6
	y	V	96,3	108,7	109,9	110,4	112,7	115,6	122,3
		V ₃	95,8	106,1	106,9	108,1	108,3	110,6	113,3
		Э, %	0,5	2,4	2,7	2,1	3,9	4,3	7,4
	z	V	84,4	90,5	92,4	92,6	116,4	126,1	138,0
		V ₃	81,8	84,3	89,6	90,0	99,0	107,0	113,3
		Э, %	3,1	6,9	3,0	2,8	14,9	15,1	17,9
БЖ4-2	x	V	100,7	102,8	112	114,7	117,0	121,7	122,2
		V ₃	97,1	99,0	105,8	111,4	112,0	113,0	113,3
		Э, %	3,6	3,7	5,5	2,9	4,3	7,1	7,1
	y	V	96,3	108,7	109,9	110,4	112,7	115,6	122,3
		V ₃	95,0	106,1	106,6	107,6	108,7	113,0	113,6
		Э, %	1,3	2,4	3,0	2,5	3,5	2,2	7,1
	z	V	84,4	90,5	92,4	92,6	116,4	126,1	138,0
		V ₃	81,9	87,4	90,4	90,4	94,0	110,9	114,7
		Э, %	3,0	3,4	2,2	2,4	19,2	12,1	16,9
БЖ4-3	x	V	100,7	102,8	112	114,7	117	121,7	122,2
		V ₃	99,2	100,2	109,2	110,3	113,1	115,4	117,8
		Э, %	1,5	2,5	2,5	3,8	3,3	5,2	3,6
	y	V	96,3	108,7	109,9	110,4	112,7	115,6	122,3
		V ₃	95,1	107,3	108,3	109,3	109,9	112,3	116,2
		Э, %	1,2	1,3	1,5	1,0	2,5	2,9	5,0
	z	V	84,4	90,5	92,4	92,6	116,4	126,1	138,0
		V ₃	81,6	87,7	88,6	90,4	113,5	119,2	123,2
		Э, %	3,3	3,1	4,1	2,2	2,5	5,5	10,7
БЖ4-4	x	V	100,7	102,8	112,0	114,7	117	121,7	122,2
		V ₃	99,7	102,5	110,9	113,7	115,5	116,3	118,8
		Э, %	1,0	0,3	1,0	0,9	1,3	4,4	2,9
	y	V	96,3	108,7	109,9	110,4	112,7	115,6	122,3
		V ₃	94,4	105,7	108,1	108,3	108,8	109,7	115,4
		Э, %	2,0	2,6	1,6	1,9	3,5	5,1	5,6
	z	V	84,4	90,5	92,4	92,6	116,4	126,1	138,0
		V ₃	83,2	89,5	90,4	90,7	100,6	106,9	116,0
		Э, %	1,4	1,1	2,2	2,1	13,5	15,2	15,9
БЖ4-5	x	V	100,7	102,8	112	114,7	117,0	121,7	122,2
		V ₃	98,6	100,1	103,9	110,0	110,8	113,3	114,4
		Э, %	2,1	2,6	7,2	4,1	5,3	6,9	6,4
	y	V	96,3	108,7	109,9	110,4	112,7	115,6	122,3
		V ₃	94,2	104,5	107,7	107,9	108,5	110,0	116,4
		Э, %	2,2	3,9	2,0	2,3	3,7	4,8	4,8
	z	V	84,4	90,5	92,4	92,6	116,4	126,1	138,0
		V ₃	78,3	88,4	89,5	90,0	103,3	104,0	108,2
		Э, %	7,2	2,3	3,1	2,8	11,3	17,5	21,6

Наибольший уровень вибрации наблюдается на нижней плоскости объекта виброизоляции, непосредственно контактирующей с источником вибрации, несколько меньший – на боковых плоскостях, по направлению горизонтальных осей *X* и *Y* ортогональной системы координат. Еще меньше уровень вибрации был на верхней плоскости объекта виброизоляции по направлению оси *Z*. При установке виброзащитных модулей вибрация снижается на 5...20 %.

Результаты исследования вибрации деревообрабатывающего оборудования и ножточильного станка Т4Н6 приведены в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

Уровни виброускорения от деревообрабатывающего оборудования

Оборудование	Логарифмический уровень виброускорения, дБ	
	на рабочем столе	от электродвигателя
Рейсмусовый станок СР-4(К)	98,5	109,5
Фуговальный станок СФ-4(К)	103,6	104,8
Фрезерный станок ФШ 4	110,6	114,1
Односторонний рамный шипорезный станок ШО 16-4	77,7	86,6
Ножточильный станок ТчН6	120,0	111,1

Как видно из табл. 2, для деревообрабатывающего оборудования уровень вибрации от электродвигателя несколько больше, чем от процесса обработки. Однако для ножточильного станка вибрация от процесса заточки ножей больше, чем от электродвигателя.

Экспериментальные исследования по снижению вибрации проводили на универсальном деревообрабатывающем станке, обеспечивающем пиление и фугование. Рама станка была изготовлена с помощью сварки из уголков и швеллеров. Станок размещали на бетонном основании. При продольном пилении вибрация станка составляла в среднем 60...80 дБ, уровень шума – 30...50 дБ. При фуговании вибрация и шум были на 10...15 % ниже, чем при пилении.

В целях уменьшения расстояния от центра масс станка до бетонного основания и увеличения общей массы к основанию станка с помощью болтов и гаек крепили уголки и швеллеры, масса которых составляла 15...20 % массы станины. Это позволило снизить шум и вибрацию на 30...40 %. Аналогичные результаты получены при использовании бетонных блоков. Дополнительно на 5...10 % удалось снизить шум и вибрацию за счет резиновых прокладок между станиной и бетонным полом, а также между электродвигателем и плитой станка.

Анализ результатов исследования позволяет сделать важный вывод, что существенного снижения массы и металлоемкости деревообрабатывающих станков можно достичь в процессе их проектирования и изготовления.

Дополнительные возможности для снижения вибрации появляются при правильном выборе и эксплуатации режущего инструмента. Так, увеличение диаметра круглых пил, как правило, приводит к росту уровня вибрации. Увеличение износа как зубьев пил, так и ножей также повышает вибрацию [8, 9]. В связи с этим целесообразно заменять пилы и ножи уже при достижении 50 % периода их стойкости до переточки или проводить заточку инструмента непосредственно на станке. Результаты исследований [10, 11] показали, что такие меры позволяют уменьшить силы резания и вибрацию, а также существенно повысить качество обработанных изделий. Снижение радиального и торцевого биения зубьев круглых пил и правильная установка ножей также приводят к уменьшению вибрации.

Анализируя вышеизложенное, можно отметить, что при эксплуатации деревообрабатывающего оборудования имеются возможности существенно снизить шум и вибрацию в цехах деревообрабатывающих предприятий, используя как конструктивные, так и технологические методы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Безопасность жизнедеятельности: учеб. / под ред. Э.А. Арустамова. 2-е изд., перераб и доп. М.: Дашков и К^о, 2000. 678 с.
2. Буглаев А.М. Уменьшение вибрации и шума при работе деревообрабатывающих станков // Актуальные проблемы лесного комплекса: сб. науч. тр. Вып. 14. Брянск: БГИТА, 2006. С. 81–84.
3. ГОСТ 12.1.012–2004. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. Введ. 2008–07–01. М., 2008. 165 с.
4. ГОСТ 12.1.003–2014. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности. Введ. 2015–11–01. М., 2015. 25 с.
5. Маковский Н.В., Амаліцкий В.В., Комаров Г.А., Кузнецов В.М. Теория и конструкции деревообрабатывающих машин: учеб. для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Лесн. пром-сть, 1990. 608 с.
6. Обливин В.Н., Никитин Л.И., Гуревич А.А. Безопасность жизнедеятельности в лесопромышленном производстве и лесном хозяйстве: учеб. М.: МГУЛ, 1999. 500 с.
7. Осмоловский Д.С., Асминин В.Ф. Экспериментальное исследование диссипативных свойств вибродемпфирующих прокладок с фрикционным трением для снижения шума от круглопильных деревообрабатывающих станков // Лесн. журн. 2011. № 5. С. 59–63. (Изв. высш. учеб. заведений).
8. Сиваков В.В. Повышение эффективности работы деревообрабатывающего оборудования в зимних условиях // Актуальные проблемы лесного комплекса: сб. науч. тр. Вып. 42. Брянск: БГИТА, 2015. С. 56–59.
9. Сиваков В.В., Буглаев А.М., Коробкова О.А. Исследования биения круглых пил // Актуальные проблемы лесного комплекса: сб. науч. тр. Вып. 36. Брянск: БГИТА, 2013. С. 100–102.
10. Сиваков В.В., Лупорева И.А. К вопросу о необходимости разработки унифицированной рубительной машины // Актуальные направления научных исследований XXI в.: теория и практика. 2014. Т. 2, № 5-4 (10-4). С. 279–283.

11. *Сиваков В.В., Лупорева И.А.* К вопросу о совершенствовании рубительных машин // Актуальные проблемы лесного комплекса: сб. науч. тр. Вып. 40. Брянск: БГИТА, 2014. С. 124–126.

12. *Фирсов Г.И.* Исследование спектральных характеристик вибрационного поля токарного прецизионного станка в режиме холостого хода // Новые материалы и технологии в машиностроении: сб. науч. тр. / под общ. ред. Е.А. Памфилова. Вып. 23. Брянск: БГИТУ, 2016. С. 56–59.

13. *Brischetto S.* Three-Dimensional Exact Free Vibration Analysis of Spherical, Cylindrical, and Flat One-Layered Panels // *Shock and Vibration*. 2014. Article 479738 Pp. 1–29.

Поступила 08.10.16

UDC 674.05

DOI: 10.17238/issn0536-1036.2017.3.132

Study into the Feasibility of Reducing Woodworking Equipment Vibration

A.M. Buglaev, Doctor of Engineering Sciences, Professor

M.P. Bokacheva, Engineer

V.V. Sivakov, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor

Bryansk State Engineering Technological University, ul. Stanke Dimitrova, 3, Bryansk, 241037, Russian Federation; e-mail: ABuglaev-bgita@yandex.ru, marya.corosteleva-2010@yandex.ru, svv000@yandex.ru

Increasing the efficiency of woodworking machinery is one of the most important tasks facing domestic enterprises in a highly competitive struggle with foreign manufacturers. The work objective is the study into the feasibility of reducing woodworking equipment vibration both at the design stage and in terms of its operation. The paper presents the theoretical information on calculation of vibratory acceleration and vibration velocity, dynamic system of the machine, main directions of reducing vibration in woodworking equipment. We have carried out the experimental studies using the modernized vibration stand BZH 4, designed to investigate the vibration of machinery and machines. The effectiveness of the vibration protection for each octave bandwidth has been assessed according to the results of measurements. The highest level of vibration is observed on the lower plane of the vibration isolation object directly contacting with the source of vibration. Somewhat lower level of vibration is observed on the profile planes towards the horizontal X and Y axes of the orthogonal coordinate system. Even lower the vibration level is on the upper plane of the vibration isolation object towards the Z axis. In the presence of vibration isolation modules the vibration is reduced by 5...20 %. The analysis of the research results demonstrates the

For citation: Buglaev A.M., Bokacheva M.P., Sivakov V.V. Study into the Feasibility of Reducing Woodworking Equipment Vibration. *Lesnoy zhurnal* [Forestry journal], 2017, no. 3, pp. 132–142. DOI: 10.17238/issn0536-1036.2017.3.132

conclusion on the possibility of considerable weight-saving and reduction in metal consumption of woodworking machines in the process of their designing and manufacturing. Additional opportunities for reducing vibration occur when the cutting tool is properly selected and operated.

Keywords: machine, vibration, woodworking, vibratory acceleration, reducing vibration.

REFERENCES

1. Arustamov E.A., ed. *Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti* [Health and Safety Training Course]. Moscow, 2000. 678 p.
2. Buglaev A.M. Umen'shenie vibratsii i shuma pri rabote derevoobrabatyvayushchikh stankov [Reducing Vibration and Noise in the Woodworking Machine Operation]. *Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa* [Current Problems of the Forestry Complex], 2006, no. 14, pp. 81–84.
3. *GOST 12.1.012–2004. Sistema standartov bezopasnosti truda. Vibratsionnaya bezopasnost'. Obshchie trebovaniya* [State Standard 12.1.012–2004. Occupational Safety Standards System. Vibration Safety. General Requirements]. Moscow, 2008. 165 p.
4. *GOST 12.1.003–2014. Sistema standartov bezopasnosti truda. Shum. Obshchie trebovaniya bezopasnosti* [State Standard 12.1.003–2014. Occupational Safety Standards System. Noise. General Safety Requirements]. Moscow, 2015. 24 p.
5. Makovskiy N.V., Amalitskiy V.V., Komarov G.A., Kuznetsov V.M. *Teoriya i konstruktssii derevoobrabatyvayushchikh mashin* [Theory and Design of Woodworking Machines]. Moscow, 1990. 608 p.
6. Oblivin V.N., Nikitin L.I., Gurevich A.A. *Bezopasnost' zhiznedeyatel'nosti v lesopromyshlennom proizvodstve i lesnom khozyaystve* [Life Safety System in Timber Industry and Forestry]. Moscow, 1999. 500 p.
7. Osmolovskiy D.S., Asminin V.F. Eksperimental'noe issledovanie dissipativnykh svoystv vibrodempfiruyushchikh prokladok s friktsionnym treniem dlya snizheniya shuma ot kruglopil'nykh derevoobrabatyvayushchikh stankov [Experimental Research of Dissipative Characteristics of Vibration-Damping Bearings with Friction for Noise Reduction of Circular-Saw Woodworking Machine]. *Lesnoy zhurnal* [Forestry journal], 2011, no. 5, pp. 59–63.
8. Sivakov V.V. Povyshenie effektivnosti raboty derevoobrabatyvayushchego oborudovaniya v zimnikh usloviyakh [Improving the Efficiency of Operation of Woodworking Equipment in Winter Conditions]. *Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa* [Current Problems of the Forestry Complex], 2015, no. 42, pp. 56–59.
9. Sivakov V.V., Buglaev A.M., Korobkova O.A. Issledovaniya bieniya kruglykh pil [Studies of the Circular Saw Side Error]. *Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa* [Current Problems of the Forestry Complex], 2013, no. 36, pp. 100–102.
10. Sivakov V.V., Luporeva I.A. K voprosu o neobkhodimosti razrabotki unifitsirovannoy rubitel'noy mashiny [To the Question About the Need to Develop a Unified Chipper]. *Aktual'nye napravleniya nauchnykh issledovaniy XXI v.: teoriya i praktika* [Actual Directions of Scientific Researches of the 21st Century: Theory and Practice], 2014, vol. 2, no. 5, part 4 (10-4), pp. 279–283.

11. Sivakov V.V., Luporeva I.A. K voprosu o sovershenstvovanii rubitel'nykh mashin [On Improvement Chippers]. *Aktual'nye problemy lesnogo kompleksa* [Current Problems of the Forestry Complex], 2014, no. 40, pp. 124–126.

12. Firsov G.I. Issledovanie spektral'nykh kharakteristik vibratsionnogo polya tokarnogo pretsizionnogo stanka v rezhime kholostogo khoda [Research of Spectral Characteristics of the Vibration Field of the Turning Precision Machine in the Idling Mode]. *Novye materialy i tekhnologii v mashinostroenii* [New Materials and Technologies in Mechanical Engineering]. Ed. by E.A. Pamfilov. Bryansk, 2016, no. 23, pp. 56–59.

13. Brischetto S. Three-Dimensional Exact Free Vibration Analysis of Spherical, Cylindrical, and Flat One-Layered Panels. *Shock and Vibration*, 2014, article ID 479738, pp. 1–29.

Received on October 08, 2016

