

## Исследование влияния резонансных условий работы древесно-калибровального станда на качество поверхностного слоя обрабатываемого материала

С.П. Ереско<sup>a</sup>, В.Г. Жубрин<sup>b</sup>, В.Г. Межов<sup>c</sup>, А.В. Ушаков<sup>d</sup>

Сибирский государственный университет науки и технологий им. М.Ф. Решетнёва,  
пр. «Красноярский рабочий» 31, Красноярск, Россия

eresco07@mail.ru<sup>a</sup>, v2551439@gmail.com<sup>b</sup>, victor-mezhov@mail.ru<sup>c</sup>, stalker\_94\_06\_01@mail.ru<sup>d</sup>

<sup>a</sup><https://orcid.org/0000-0000-6307-2016>,

<sup>b</sup><https://orcid.org/0000-0001-6960-3086>,

<sup>c</sup><https://orcid.org/0000-0003-1752-3134>,

<sup>d</sup><https://orcid.org/0000-0000-8697-8306>

Статья поступила 25.02.2019, принята 29.03.2019

*Рассмотрен один из наиболее оптимальных способов улучшения обработки поверхностных слоев древесно-стружечных плит на экспериментальном древесно-калибровальном станде, у которого механизм обработки имеет кинематические параметры обработки материала с двумя степенями подвижности, составляющими кинематическое движение непосредственно самой фрезы и фрезерной головки. Конструкция механизма обработки состоит из следующих основных элементов: шкив привода первичного вала, опоры подшипников вала, первичный вал, вторичный вал, шкив вращения фрезерной головки и фрезы. При работе механизма обработки в приводе возникают колебания собственных и вынужденных частот и явление резонанса, которое пагубно влияет на процесс обработки и качество обрабатываемой поверхности древесно-стружечных плит. Предложенный способ, на основе которого в дальнейшем можно улучшить конструкцию для повышения качества готовой продукции, предусматривает составление расчетной динамической схемы станда и дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода, с помощью которых можно вычислить собственные частоты привода главного движения, сопоставив их с вынужденными частотами механизма обработки в процессе работы, исключив явление резонанса. Исключить совпадение собственных и вынужденных частот соответственно и явление резонанса можно путем изменения режимов резания, а также размеров привода главного движения и механизма обработки. При этом повышается качество обрабатываемых древесно-стружечных плит, возрастает производительность станда и его технико-экономические показатели.*

**Ключевые слова:** собственные частоты; вынужденные частоты; резонанс.

## The study of the influence of the resonant working conditions of wood calibration stand on the quality of the surface layer of the processed material

S.P. Eresko<sup>a</sup>, V.G. Zhubrin<sup>b</sup>, V.G. Mezhov<sup>c</sup>, A.V. Ushakov<sup>c</sup>

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology; 31, Krasnoyarsky Rabochoy Ave., Krasnoyarsk, Russia

eresco07@mail.ru<sup>a</sup>, v2551439@gmail.com<sup>b</sup>, victor-mezhov@mail.ru<sup>c</sup>, stalker\_94\_06\_01@mail.ru<sup>d</sup>

<sup>a</sup><https://orcid.org/0000-0000-6307-2016>,

<sup>b</sup><https://orcid.org/0000-0001-6960-3086>,

<sup>c</sup><https://orcid.org/0000-0003-1752-3134>,

<sup>d</sup><https://orcid.org/0000-0000-8697-8306>

Received 25.02.2019, accepted 29.03.2019

*One of the most optimal ways to improve the processing of the surface layers of chipboard by an experimental wood-calibration stand, the processing mechanism for which has the kinematic parameters of material processing with two degrees of mobility that make up the kinematic movement of the mill itself and the milling head, is considered. The design of the machining mechanism consists of the following basic elements: a drive shaft of the primary shaft, bearings of the shaft bearings, primary shaft, output shaft, pulley of rotation of the milling head and a milling cutter. When the processing mechanism in the drive, vibrations of natural and forced frequencies and the phenomenon of resonance, which adversely affect the processing and quality of the processed surface of chipboard, occur. The proposed method, on the basis of which in the future it will be possible to improve the design to improve the quality of the finished product, provides for the computation of the dynamic scheme of the stand and the Lagrange second kind differential equations with which you*

can calculate the natural frequencies of the main drive, comparing them with the forced frequencies of the processing mechanism work, eliminating the phenomenon of resonance. Eliminate the coincidence of natural and forced frequencies, respectively, and the phenomenon of resonance by changing the cutting modes as well as the dimensions of the drive of the main movement and the processing mechanism, while improving the quality of the processed chipboard, increasing the productivity of the stand and its technical and economic indicators.

**Keywords:** natural frequencies; forced frequencies; resonance.

### Введение

Развитие современного станочного оборудования ставит перед инженером много сложных проблем. Одна из них вытекает непосредственно из тенденции к интенсификации производственных процессов, что, в свою очередь, обуславливает повышение рабочих скоростей, рост динамических нагрузок и повышение уровня колебаний (вибраций) станка [1].

**Эксперимент.** Принцип действия главного привода станда рассмотрен на кинематической схеме (рис. 1). Электродвигатель 1 при помощи двух шкивов 2, 4 и ремня 3 передает крутящий момент конической передаче 7, которая задает вращательное движение фрезе 14. Аналогичным образом электродвигатель 9 при помощи ременной передачи, состоящей из двух шкивов 10, 12 и ремня 11, передает крутящий момент на ременную передачу со шкивами 13, 5 и ремнем 6, которая вращает механизма обработки 8 с противовесом 15 вокруг своей оси [3; 4].

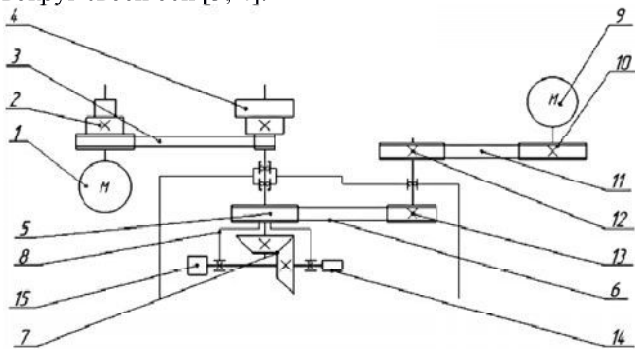


Рис. 1. Кинематическая схема экспериментального станда

Главный привод экспериментального станда при обработке древесно-стружечных плит нагружен крутящим моментом, который вследствие особенностей кинематики процесса резания переменности припуска на заготовку и физико-механических свойств материала изменяется во времени. В результате возникают крутильные колебания, которые совпадают с вынужденными колебаниями системы станда, что приводит к снижению производительности обработки и уменьшению долговечности работы механизма обработки (рис. 2), состоящего из первичного вала 1, вторичного вала 2, шкива привода первичного вала 3, опор подшипников первичного вала 4, водила 5, опор подшипников вторичного вала 6, опоры хвостовика вторичного вала 7, крепежных болтов опор вторичного вала 8, конической передачи 9, фрезы 10, противовеса 11, крепежных болтов противовеса 12, наборных шайб для изменения положения фрезы 13 на валу, крепежа механизма резания к станине 14. Механизм обработки (фрезерования) исследуемого станда является основным источником энергии, необходимой для осуществления

рабочего процесса резания заготовки. Система главного привода передает и воспринимает наибольшие нагрузки при высоких скоростях ее элементов и звеньев [6–8].

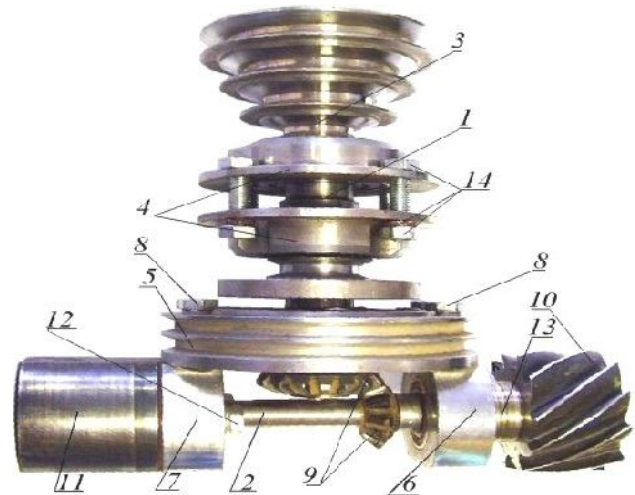


Рис. 2. Механизм обработки [7]

С целью обеспечения требуемого качества установки рассчитывают динамические характеристики привода (собственные и вынужденные) и производят корректировку конструкции.

Последовательность расчета динамических характеристик включает в себя:

1. Приведение действительной динамической расчетной схемы привода главного движения и связанных с ним масс к эквивалентной системе.
2. Определение частоты собственных колебаний, возникающих в системе.
3. Расчет вынужденных колебаний.
4. Определение резонансных условий работы системы.

Применение расчетной динамической схемы модели привода, состоящего из цепи масс  $I$  со связями  $e$  видится наиболее приемлемым. Массами  $I$  принимаются детали привода, имеющие значительные инерционные характеристики (шкивы, звездочки, зубчатые колеса), а связями  $e$  — детали и элементы с незначительными инерционными характеристиками и при этом значительной податливостью (ремни, длинные тонкие валы и т. д.), а также соединения деталей привода (шпоночные, шлицевые, штифтовые соединения, зубчатое зацепление и т. д.). Расчетную динамическую схему, состоящую из  $n$  масс и  $n$  связей, упрощают до трехмассовой схемы. Для привода вращения фрезы приводится расчетная упрощенная схема на рис. 3 а, для привода вращения фрезерной головки — на рис. 3 б [2; 9–11].

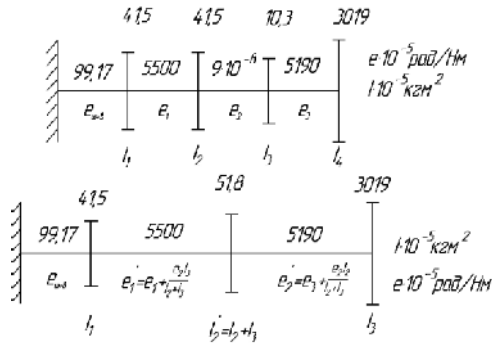


Рис. 3 а. Упрощенная расчетная динамическая схема привода вращения фрезы

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 - e_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + e_2(\varphi_1 - \varphi_2) - e_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + e_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Для нахождения частоты собственных колебаний находится отношение амплитуд из уравнений (1) и (2) соответственно и подставляется в уравнение (2), получается уравнение четвертой степени для определения собственных частот:

$$p^4 - \left( \frac{e_1}{I_1} + \frac{e_2}{I_2} + \frac{e_1}{I_1} + \frac{e_2}{I_2} \right) p^2 + e_1 e_2 \left( \frac{1}{I_2 I_3} + \frac{1}{I_1 I_2} \right) = 0 \quad (3)$$

Собственные частоты трехмассовой расчетной схемы для привода вращения фрезы:

$$p_1 = 130 \text{ рад/с}, p_2 = 319 \text{ рад/с}$$

Собственные частоты трехмассовой расчетной схемы для привода вращения фрезерной головки:

$$p_1 = 124 \text{ рад/с}, p_2 = 587 \text{ рад/с}$$

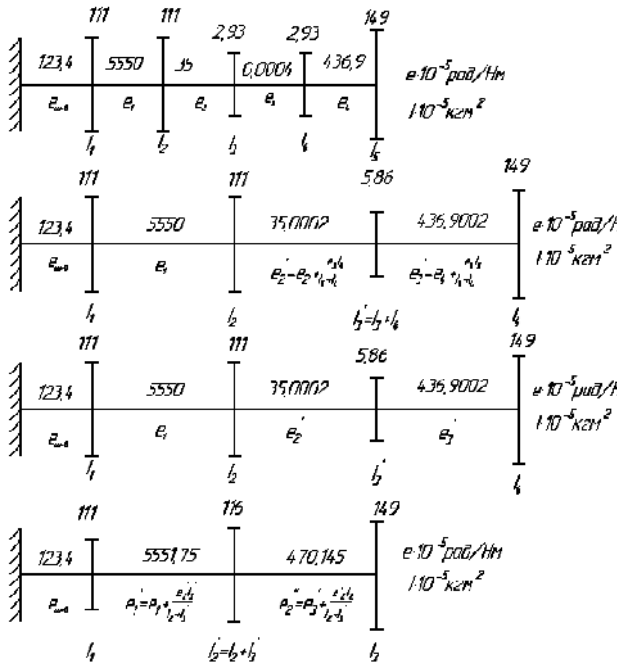


Рис. 3 б. Упрощенная расчетная динамическая схема привода вращения фрезерной головки [9; 10]

Задача определения собственных частот и форм колебаний распадается на следующие этапы: составление дифференциальных уравнений свободных колебаний; решение дифференциальных уравнений и определение собственных частот колебаний. Наиболее общий способ составления дифференциальных уравнений основан на применении уравнения Лагранжа второго рода, которое для консервативной системы имеет вид [12–14]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{dT}{dq} \right) - \frac{dT}{dq_i} + \frac{d\Pi}{dq_i} = 0 \quad (1)$$

где  $T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n J_i \dot{\varphi}_i^2$  — кинетическая энергия;  $\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n e_i \Delta \varphi_i$

— потенциальная энергия.

Для трехмассовой системы уравнения, описывающие свободные колебания, будут иметь вид:

При резании древесины реальным режущим зубом фрезы с радиусом кривизны лезвия  $\rho$  криволинейная передняя поверхность его активно воздействует на стружку, а задняя поверхность, углубленная в древесину, поднимает ее под лезвие с силой  $P_0$  в направлении, перпендикулярном к плоскости резания, и упругопластически деформирует поверхностный слой силой  $P_3$  (рис. 4) [5]:

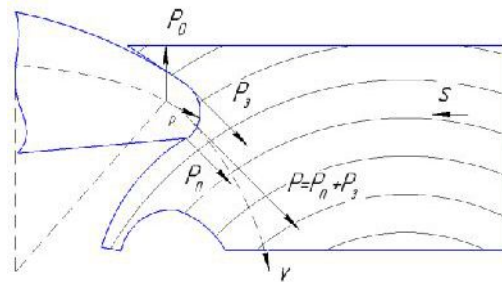


Рис. 4. Схема сил при круговом фрезеровании:  $\rho$  — радиус кривизны лезвия;  $P_0$  — сила резания по задней поверхности реза  $H$ ;  $P_n$  — сила резания по передней поверхности реза  $H$ ;  $P$  — касательная сила резания,  $H$

Суммируя силы, действующие по направлению скорости резания, получаем суммарную касательную силу резания [5]:

$$P = P_n + P_3 \quad (4)$$

В самом общем случае при переменной толщине, постоянстве геометрических параметров режущего инструмента, неизменных физико-механических свойствах древесины и других условиях резания зависимость удельной силы резания  $p$  от толщины припуска  $e$  можно представить в виде параболической кривой.

Данные зависимости силы резания от толщины срезаемой стружки представлены в таблице 1.

Таблица 1

Данные зависимости силы резания  $P$   
от толщины припуска  $e$

$P$ — сила резания, Н	$e$ — припуск, мм
0,05	2,85
0,1	4,6
0,2	6,6
0,3	8,1
0,4	9,6
0,5	10,5
0,6	12
0,7	13,6
0,8	14,8
1	17,3
1,1	18,7

Исследованиями процесса резания древесины установлено, что параболическое изменение удельной силы резания при толщине стружки  $0,1 \leq e \leq 2$  мм почти совпадает с прямой.

В действительности, опыты показывают, что при резании микростружки прямая пропорциональность нарушается, и изменение реальной силы резания происходит по некоторой параболической кривой. Опытные данные (см. таблицу) аппроксимированы квадратичной зависимостью, график функции  $P = -4,7x^2 + 19x + 2$  представлен на рис. 4.

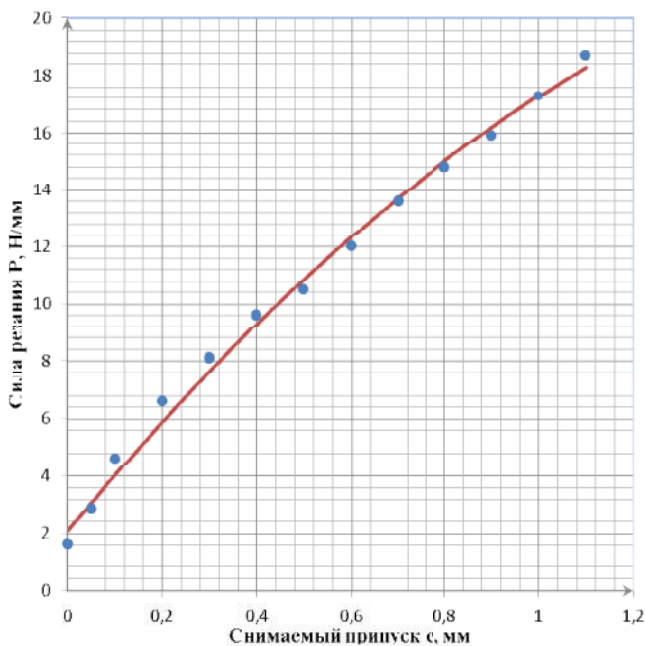


Рис. 4. Аппроксимация табличных данных квадратичной зависимостью

#### Выводы

Полученные результаты при разнообразных сочетаниях условий резания математически обобщаются в

уравнения резания, которые комплексно учитывают все объективные факторы процесса резания [15–17]. Зная эти условия, можно учитывать рост динамических нагрузок и повышение уровня колебаний (вибраций) станда, исключив их совпадение с собственными частотами колебаний механизма обработки [18–20].

#### Литература

1. Ереско С.П., Межов В.Г., Ушаков А.В. Исследование динамических характеристик механизма обработки древесных композитных плит // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2018. № 14. С. 349-352
2. Кукушкин Е.В., Худоногов В.В. О проблеме процесса управления испытаниями вибрацией сложных технических систем // Молодежь и будущее авиации и космонавтики: материалы Всерос. межотрасл. молодежного науч.-технического форума / МАИ. М., 2013. С. 245-249.
3. Межов В.Г., Чумаков В.Ф. Метод оценки надежности динамических параметров при проектировании механических систем // Лесной и химический комплексы - проблемы и решения: материалы Всерос. науч.-практической конф. СибГТУ. Красноярск, 2012. С. 25-26.
4. Ермолович А.Г., Ереско С.П. Совершенствование процесса прессования строительных материалов. Красноярск: СибГТУ, 2005. 150 с.
5. Ереско С.П., Межов В.Г., Ушаков А.В. Расчетная схема привода для динамического расчета станда калибровки древесно-стружечных плит // Решетневские чтения: материалы XXII Междунар. науч. конф. Красноярск, 2018. С. 478-480.
6. Ермолович А.Г., Ромашенко В.В. Устройство для калибровки фанерных листов и древесно-стружечных плит: пат. 2325271 Рос. Федерация. № 2006135921/03; заявл. 10.10.06; опубл. 08, Бюл. № 15.
7. Ромашенко В.В., Ермолович А.Г. Ротационная дереворежущая головка: пат. 2328371 Рос. Федерация. № 2006135922/03; заявл. 10.10.06; опубл. 20.02.08, Бюл. № 19.
8. Ермолович А.Г., Ермолович К.А., Ромашенко В.В. Способ снижения шероховатости и разнотолщинности древесно-стружечных плит устройство для его осуществления: пат. 2313450 Рос. Федерация. № 2006123154/12; заявл. 29.06.06; опубл. 2007, Бюл. № 36.
9. Ivanov M.E., Kukushkin E.V., Kukushkin S.V., Shvaleva N.A., Ushakov A.V. Method for service universal joints // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2017. № 7. P. 37-41.
10. Kukushkin E.V., Mezhev V.G., Ushakov A.V. The new design of the stand for sanding processing of composite slabs // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2017. № 7. P. 30-32.
11. Кукушкин Е.В., Межов В.Г., Ушаков А.В. Конструкция деревообрабатывающего станда для шлифования древесных композитных плит // Автоматизированное проектирование в машиностроении. 2017. № 5. С. 21-23.
12. Ереско С.П., Межов В.Г., Ушаков А.В. Способ технического обслуживания карданных передач // Решетневские чтения: материалы XXI Междунар. науч. конф. СибГУ им. акад. М.Ф. Решетнева. Красноярск, 2017. С. 568-570.
13. Кукушкин Е.В. Исследование напряженно-деформированного состояния крестовины карданного шарнира // Решетневские чтения: материалы XXII Междунар. науч. конф. СибГУ им. акад. М.Ф. Решетнева. Красноярск, 2018. С. 496-499.
14. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Экспертная оценка работоспособности сельскохозяйственной техники // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2011. № 4. С. 25–27.

15. Pastukhov A.G., Substantiation of the design strength parameters for a service-lifetime test stand // Russian physics journal. Vol. 50, № 11. P. 1142-1147.

16. Rosko K. Basics of universal joint design // Machine design. 2002. Vol. 60, № 18. P. 112-113.

17. Ašonja A., Adamović Z., Jevtić N. Analysis of reliability of cardan shafts based on condition diagnostics of bearing assembly in cardan joints // Metalurgia international. 2000. Vol. 18, № 4. P. 216-221.

18. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Method of diagnostics of cardan joints transport and technological machines // Tractors and road machines. 2000. Vol. 18, № 2. P. 29-35.

19. Erokhin M.N., Pastukhov A.G., Timashov E.P. analysis of wear of the cardan cross the joints john deere tractor // Tractors and road machines. 2000. Vol. 21, № 1. P. 24-29.

20. Eresko S.P. Eresko T.T., Kukushkin E.V., Menovshchikov V.A. Influence of Vibrational Loads on Needle Skew in Cardan-Joint // Bearings. Russian Engineering Research. 2015. Vol. 38, № 9. P. 651-655.

### References

1. Eresko S.P. Reserch of dynamic characteristics of the mechanism of processing of wood composite plates / S.P. Eresko, V.G. Mezhov, A.V. Ushakov // Actual problems of aviation and cosmonautics 2018. №14. P. 349-352.
2. Kukushkin, E.V On the problem of vibration testing process control of complex technical systems / E.V. Kukushkin, V.V. Khudonogov // Materialy Vserossiyskoy mezhotraslevogo molodezhnogo nauchno-tekhnicheskogo foruma "Molodezh' i budushchee aviatsii i kosmonavtiki" [Materials Scientific. Conf "Young people and the future of aviation and astronautics"]. Krasnoyarsk, 2013, P. 245-249.
3. Mezhov, V.G. Method for assessing the reliability of dynamic parameters in the design of mechanical systems / V.G. Mezhov, V.F. Chumakov // Forest and chemical complexes - problems and solutions: materials of the All-Russian scientific-practical conference. SibGTU. Krasnoyarsk. 2012. P. 25-26.
4. Ermolovich A.G. Improving the process of pressing building materials [Text]: monograph / A.G. Ermolovich, S.P. Eresko. Krasnoyarsk: SibSTU, 2005. 150 p.
5. Eresko S.P. Design of diagram of the drive ffor the dynamic calculation of the stand of calibration of wooden spraying plates / S.P. Eresko, V.G. Mezhov, A.V. Ushakov // Reshetnev Readings: Proceedings of the XXII International. scientific conf. SibGU them. ac M.F. Reshetnev. Krasnoyarsk. 2018. P. 478-480.
6. A device for calibrating plywood sheets and chipboard Pat. 2325271 RF: IPC B 27 C 1/06 / Ermolovich A.G., Romashenko V.V.; applicant and patent holder of the Siberian State Technological University; № 2006135921/03; declare 10.10.2006; publ. 2008, No. 15.
7. Rotary wood cutting head. Pat. 2328371 RF IPC B 27 G 13/00 / Romashenko V.V., Ermolovich A.G., Applicant and Patentee of the Siberian State Technological University GOU VPO № 2006135922/03; declare 10.10.2006; Publ. 2008, No. 19.
8. The method of reducing the roughness and thickness variation of chipboard plates device for its implementation. Pat. 2313450 RF: IPC B 27 M 1.02. Ermolovich A.G., Ermolovich K.A., Romashenko V.V., applicant and patentee of the GOU VPO "Siberian State Technological University" № 2006123154/12; Claims 06./29/2006; Publ. 2007, No. 36.
9. Ivanov M.E. Method for service universal joints [Text]: / M.E. Ivanov, E.V. Kukushkin, S.V. Kukushkin, N.A. Shvaleva, A.V. Ushakov // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2017. № 7. P. 37-41.
10. Kukushkin, E.V The new design of the stand for sanding processing of composite slabs [Text] / E.V. Kukushkin, V.G. Mezhov, A.V. Ushakov // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2017. № 7. P. 30-32.
11. Kukushkin E.V. The design of a woodworking stand for grinding wood composite plates / E.V. Kukushkin, V.G. Mezhov, A.V. Ushakov // Computer-aided design in mechanical engineering. 2017. № 5. P. 21-23.
12. Eresko S.P. Method of maintenance of cardan gears / C.П. Ереско, Т.Т. Ереско, Е.В. Кукешкин, В.А. Меновщиков // Reshetnev Readings: Proceedings of the XXI Intern. scientific conf. SibGU them. ac. M.F. Reshetnev. Krasnoyarsk. 2017. P. 568-570.
13. Kukushkin, E.V. Investigation of the stress-strain state of the universal joint crosspiece [Text] / E.V. Kukushkin // Reshetnev Readings: Proceedings of the XXII International. scientific conf. SibGU them. ac M.F. Reshetnev. Krasnoyarsk. 2018. P. 496-499.
14. Shepherds, A.G. Expert assessment of the performance of agricultural machinery / A.G. Shepherds, E.P. Timashov // Mechanization and electrification of agriculture. 2011. № 4. P. 25–27.
15. Pastukhov A.G. Substantiation of the design strength parameters for a service-lifetime test stand / A.G. Pastukhov // Russian physics journal. 2014. Vol. 50. no. 11. P. 1142-1147.
16. Rosko K. Basics of universal joint design. K. Rosko // Machine design. 2002. Vol.60. № 18. P. 112-113.
17. Ašonja A. Analysis of reliability of cardan shafts based on condition diagnostics of bearing assembly in cardan joints / A. Ašonja, Z. Adamović, N. Jevtić // Metalurgia international. 2000. Vol 18. no. 4. P. 216-221.
18. Pastukhov A.G. Method of diagnostics of cardan joints transport and technological machines / A.G. Pastukhov, E.P. Timashov // Tractors and road machines. 2000. Vol. 18. no. 2. P. 29-35.
19. Erokhin, M.N. analysis of wear of the cardan cross the joints john deere tractor / M.N. Erokhin, A.G. Pastukhov, E.P. Timashov // Tractors and road machines. 2000. Vol. 21. no. 1. P. 24-29.
20. Eresko, S.P.. Influence of Vibrational Loads on Needle Skew in Cardan-Joint. / S.P. Eresko, T.T. Eresko, E.V. Kukushkin, V.A. Menovshchikov // Bearings. Russian Engineering Research. 2015. Vol. 38. No. 9. P. 651-655.