

**ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ КОЛОСНИКОВ
НА УПРУГИХ ОПОРАХ ОЧИСТИТЕЛЯ
ВОЛОКНИСТОЙ МАССЫ ХЛОПКА-СЫРЦА**

**JUSTIFICATION FOR SELECTION OF PARAMETERS OF BARS
ON ELASTIC SUPPORTS OF RAW COTTON PULP CLEANER**

А.Д. ДЖУРАЕВ, Д.С. ТАШПУЛАТОВ, А.Ф. ПЛЕХАНОВ

A.D. DZHURAEV, D.S. TASHPULATOV, A.F. PLEKHANOV

(Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Республика Узбекистан,
Российский государственный университет имени А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство))

(Tashkent Institute of Textile and Light Industry, Republic of Uzbekistan,
Russian State University named after A.N. Kosygin (Technologies. Design. Art))

E-mail: ssht61@mail.ru; plekhanov-af@rguk.ru

В статье приведена схема эффективной конструкции колосников на упругих опорах очистителя волокнистого материала. Рассмотрены теоретические основы расчета параметров колосника на упругой опоре при нелинейной жесткости и случайном возмущении. Приведены результаты испытаний рекомендуемой конструкции очистителя с колосниками на упругих опорах.

In the article the scheme of effective design of the bars on the elastic supports of the fibrous material cleaner is shown. The theoretical basis for calculating the grate parameters on an elastic support with nonlinear stiffness and random perturbation is considered. The results of tests of the recommended design of a cleaner with grates on elastic supports are given.

Ключевые слова: очиститель, волокнистая масса, колосник, упругая опора, колебание, жесткость, диссипация, амплитуда, частота, хлопок-сырец, испытание, эффект.

Keywords: cleaner, fibres weight, grate, elastic support, oscillation, stiffness, dissipation, amplitude, frequency, raw cotton, test, effect.

Для снижения повреждаемости хлопковых волокон и семян хлопка-сырца целесообразным является снижение кратности взаимодействия рабочих органов очистителя с волокнистой массой в процессе первичной обработки хлопка-сырца. При этом важным фактором является повышение интенсивности взаимодействия рабочих органов очистителя с хлопком-сырцом за счет совершенствования их конструкции. Нами предложена новая конструкция колосниковой решетки (рис. 1 – конический колосник на упругих опорах и его расчетная схема) очис-

тителя хлопка-сырца от крупных сорных и жестких примесей [1...5]. В рекомендуемой конструкции колосника 1 упругие втулки 2 установлены эксцентрично в боковинах 3 колосниковой решетки. При этом упругость опор будет иметь нелинейный характер. Согласно известной методике в работе [6] упругий элемент можно представить как коническую пружину с нелинейной жесткостью (рис. 1-б). При этом упругие втулки 2 выполнены также эксцентричными, имеют переменную толщину. Следует отметить, что в процессе работы положение эксцентрис-

тета может меняться (имеются некоторые круговые движения). Поэтому величина эксцентриситета e_k и разница диаметров конических колосников 1 не превышают $(2,0...3,0) \cdot 10^{-3}$ м при среднем значении диаметра колосника $2,0 \cdot 10^{-2}$ м.

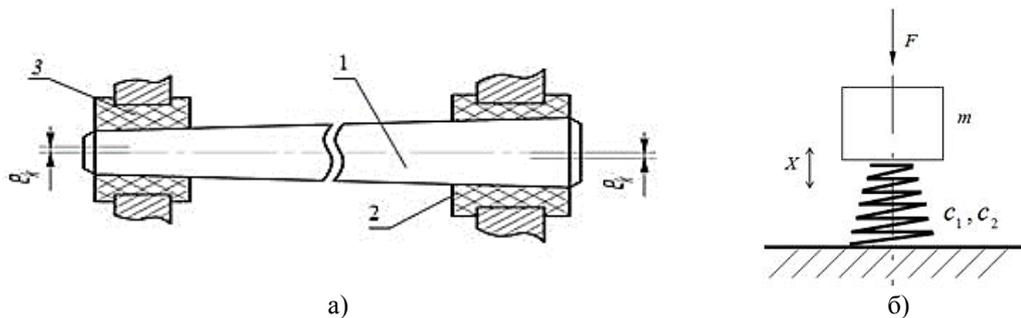


Рис. 1

Согласно расчетной схеме (рис. 1-б) составим уравнение, описывающее колебание колосника. Известно, что на колосник действует случайная возмущающая сила со стороны протискиваемого хлопка-сырца

$$F_b = (F_b) \pm \delta(F_b). \quad (1)$$

Отметим, что жесткость упругой опоры имеет нелинейный характер и восстанавливающая сила определяется из выражения:

$$P = c_1 x_1 + c_2 x_1^3, \quad (2)$$

где c_2, c_1 – значения коэффициентов жесткости упругой опоры; x_1 – перемещения колосника в вертикальном направлении.

Колебания колосника описываются следующим дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{x} + c_1 x + \frac{c_2}{\mu} x^3 = F_0 \sin \omega t, \quad (3)$$

где m – приведенная масса колосника; μ – постоянный коэффициент нелинейности; $F_0 \sin \omega t$ – возмущающая сила от протаскиваемого хлопка-сырца.

Решение уравнения (3) ищем по методу Бубнова-Галёркина [7] в виде:

$$x_1 = x_0 \sin \omega t. \quad (4)$$

ких колосников 1 не превышают $(2,0...3,0) \cdot 10^{-3}$ м при среднем значении диаметра колосника $2,0 \cdot 10^{-2}$ м.

Подставив выражение (4) в дифференциальное уравнение (3) и принимая интеграл равным нулю, имеем:

$$\int_0^{2\pi/10} \left[m\ddot{x}_1 + c_1 x_1 + \frac{c_2}{\mu} x_1^3 - F_0 \sin \omega t \right] x_1 dt = 0,$$

где $2\pi/10$ – период колебаний.

После интегрирования получим:

$$\frac{3}{4} \frac{c_2}{\mu} x_0^3 + (c_1 - m\omega^2) x_0 - F_0 = 0. \quad (5)$$

При этом корни уравнения (5), согласно известной методике, будут:

$$x_1 = -2r \cos \frac{\varphi}{3}, \quad x_2 = 2r \cos \left(\frac{\pi \pm \varphi}{3} \right),$$

где $r = \text{sign} \alpha \sqrt{|\eta|}$; $\varphi = \arccos \frac{\alpha}{r^3}$.

Для конкретных значений параметров можно выбирать по рекомендуемой методике необходимые значения амплитуды и частоты нелинейных колебаний колосника. Рассмотрим известный метод решения задачи.

Уравнение (3) перепишем в виде:

$$m\ddot{x} + m\omega^2 x = (m\omega^2 - c_1)x - \frac{c_2}{\mu} x^3 + F_0 \sin \omega t. \quad (6)$$

Используя метод Дуффинга [4], получим решение в качестве первого приближения:

$$x_1 = x_0 \sin \omega t . \quad (7)$$

$$m\ddot{x}_2 + m\omega^2 x = \left[(m\omega^2 - c_1)x_0 - \frac{3}{4} \frac{c_2}{\mu} x_0^3 + F_0 \right] \sin \omega t + \frac{1}{4} \frac{c_2}{\mu} x_0^3 \sin 3\omega t . \quad (8)$$

Поскольку нас интересуют только периодические колебания колосника, то для того, чтобы исключить влияние первого члена, необходимо выполнить условие:

$$(m\omega^2 - c_1)x_0 - \frac{3}{4} \frac{c_2}{\mu} x_0^3 + F_0 = 0 . \quad (9)$$

Тогда получим второе приближение решения дифференциального уравнения:

$$m\ddot{x} + m\omega^2 x = \frac{1}{4} \frac{c_2}{\mu} x_0^3 \sin 3\omega t . \quad (10)$$

Решением дифференциального уравнения (10) является

$$x = A \sin \omega t + B \cos \omega t - \frac{c_1 x_0^3}{32\omega^2 m} \sin 3\omega t .$$

Постоянные интегрирования определим из начальных условий:

$$\text{при этом } t = \frac{T}{4}; T = \frac{2\pi}{\omega}; x=0; \dot{x} = 0 ,$$

$$A = x_0 - \frac{c_2 x_0^3}{32\omega^2 m \mu}; B = 0 . \quad (11)$$

Окончательно приближенное решение имеет вид:

$$x = x_0 \sin \omega t - \frac{c_2 x_0^3}{32\omega^2 m \mu} (\sin \omega t - \sin 3\omega t) . \quad (12)$$

При этом значение x_0 определяется из уравнения (9).

С учетом исходных значений параметров системы были получены закономерности колебательного движения колосников

Подставляя x_1 в первую часть уравнения (6), получим уравнение для вычисления второго приближения:

на упругих опорах с нелинейной жесткостью. На основе обработки полученных результатов построены графические зависимости размаха колебаний колосника при вариации среднего значения коэффициента жесткости упругой опоры, массы колосника при $\omega=65\text{с}^{-1}$ и $\omega=40\text{с}^{-1}$. Анализ зависимостей показывает, что с увеличением жесткости упругой опоры Δx колебания уменьшаются по нелинейному закону, причем с уменьшением ω снижение Δx становится интенсивнее. При увеличении массы колосника влияние ω на уменьшение Δx становится незначительным. Это объясняется тем, что при большой массе колосника повышается его инерционность и значение Δx стремится к постоянной величине (2,0...2,4 мм). Именно при этих значениях Δx эффект очистки волокнистой массы становится ощутимым, что подтверждено результатами экспериментов [9]. Таким образом, используя предложенный метод, можно обосновать необходимые параметры системы, обеспечивающие повышение эффекта очистки волокнистой массы хлопка-сырца на очистителях. Для приближенного определения значения деформации опор колосника рассмотрим кинетическую энергию протаскиваемого хлопка-сырца совместно с колосником в процессе удара, переходящую в потенциальную энергию деформируемой опоры:

$$T = \frac{mV_y^2}{2}, \quad \Pi = \int_0^{x_{\max}} (c_1 x + c_2 x^3) dx , \quad (13)$$

где T – кинетическая энергия хлопка-сырца и колосника; m – суммарная масса колосника и хлопка-сырца; V_y – скорость удара хлопка-сырца о колосник; c_1 – линейная составляющая коэффициента жесткости упругой

опоры; $c = \frac{c_2}{\mu}$ – нелинейное составляющее

коэффициента жесткости; Π – потенциальная энергия деформируемой упругой опоры.

Скорость полуупругого удара хлопкосырца о колосник можно определить из принятого условия взаимодействия:

$$V_y = \sqrt{\frac{2}{m} \int_0^a c_1 x dx + \int_0^a \frac{c_2}{\mu} x^3 dx}, \quad (14)$$

где a – максимальное значение деформации.

Согласно ранее проведенным исследованиям [10] при нелинейной жесткости упругого элемента одномассовой колебательной системы при условиях от $x=0$ до $x=a$ время колебаний колосника будет составлять:

$$t = 4\sqrt{m} \left[\sqrt{\frac{1}{c_1}} \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} + \sqrt{\frac{2\mu}{c_2 a^2}} \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1-\xi^4}} \right], \quad (16)$$

где μ – коэффициент, учитывающий нелинейность упругой характеристики, m^2 .

В полученном выражении (16) осуществляем интегрирование членов в скобках, при этом второе слагаемое вычисляется (интегрируется) при помощи таблиц специальных функций. Согласно работе [9] получим:

$$t_k = 4\sqrt{m} \left[6,28 \sqrt{\frac{1}{c_1}} + \frac{1,8541}{\alpha \sqrt{c_2^2 / \mu}} \right]. \quad (17)$$

Для частоты свободных колебаний с учетом $\rho_2 = 2\pi / T$ имеем:

$$\rho_k = \frac{0,25\alpha \sqrt{c_1 c_2 / \mu}}{\sqrt{m(2\pi\alpha \sqrt{c_2 / \mu} + 1,85\sqrt{c_1})}}. \quad (18)$$

$$m = 3,8...4,2 \text{ кг}; c_1 = 2,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}; c_2 = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Н/м}; \mu = (0,5...1,0) \text{ м}^2; a = (1,0...1,2) \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

$$t = 4\sqrt{\frac{n}{\alpha}} \frac{1}{\alpha^{n-1}} \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1-\xi^{2n}}}, \quad (15)$$

где α и n – постоянные величины; $n=1...;$ $\xi=X/a$ при восстанавливающей силе, равной αx^{2n-1} .

В колебательных системах с нелинейной жесткостью упругого элемента существует определенная связь между периодом и амплитудой. По этой причине применительно к таким системам избегают пользоваться термином "собственная частота", поскольку частота свободных колебаний перестает быть собственным параметром системы. В таком случае восстанавливающаяся сила $c_1 x + \frac{c_2}{\mu} x^3$ и поэтому в (15) величина n принимает значения 1 и 2. Тогда период колебаний колосника на упругой опоре с нелинейной жесткостью определяется из выражения:

Анализ выведенной формулы (18) показывает, что собственная частота колебаний нелинейно уменьшается с ростом приведенной массы колосника с хлопком.

С увеличением амплитуды колебаний и коэффициентов жесткости c_1 и c_3 частота собственных колебаний изменяется по нелинейной зависимости.

Важными являются обеспечение колебаний колосника в дорезонансной зоне, так как собственная частота колебаний колосника также изменяется в зависимости от значений приведенной массы, амплитуды, а также нелинейной жесткостной характеристики упругой опоры. При численных расчетах за исходные параметры приняты:

Следует отметить, что сама амплитуда собственных колебаний зависит от величины деформаций упругой опоры, то есть от его характеристик жесткости. Исследования показали, что увеличение жесткости упругой опоры приводит к увеличению собственной частоты системы по нелинейной закономерности. Нелинейность упругой опоры зависит от расположения эксцентричной резиновой втулки, через которую конические колосники установлены в корпусе очистителя хлопка от крупного сора.

В процессе работы очистителя захваченные летучки хлопка-сырца протаскиваются пильчатым барабаном через колосники и очищаются от крупного сора и жестких примесей. При этом каждый колосник циклически подвергается взаимодействию с летучками хлопка-сырца. Таким образом, нагрузка со стороны летучек является возмущающей силой вынужденных колебаний конических колосников на упругих опорах с нелинейной жесткостью в соответствии с переменной толщиной резиновой втулки.

$$m = 4,0 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}; c_1 = 2,5 \cdot 10^4 \text{ Н}/\text{м}; c_2 = 0,12 \cdot 10^4 \text{ Н}/\text{м}; v = 60 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}; \mu = 1,0 \text{ м}^2;$$

$$M(F_k) = 19,67 + 0,98 \sin(x + 55^{\circ}12') + 7,83 \sin(2x + 112^{\circ}14') +$$

$$+ 1,8 \sin(3x + 103^{\circ}23') + 3,37 \sin(4x + 4^{\circ}39') +$$

$$+ 6,96 \sin(5x + 93^{\circ}24') + 2,7 \cos 6x.$$

Из анализа экспериментальных данных и обработки их методом математической статистики было определено математическое ожидание силы возмущения, действующей от хлопка-сырца на колосник и его возможные вариации как по частоте, так и по амплитуде.

В результате реализации математической модели колебательной системы колосниковой решетки очистителя хлопка от крупного сора на ПЭВМ с вариациями параметров получены графические зависимости. На рис. 2 представлены фрагмент перемещения, скорости и ускорения конического колосника на упругой опоре с нелинейной восстанавливающей силой при $m=3,0 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ и $c_1 = 2,5 \cdot 10^4 \text{ Н}/\text{м}$, $c_2 = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Н}/\text{м}$, $M(F_B) = 12,5 \text{ Н}$, $\delta F_B = (0,8 \dots 1,1) \text{ Н}$.

С учетом случайной функции возмущающей силы от хлопка-сырца, нелинейности восстанавливающей силы упругой опоры ее диссипативные характеристики с учетом работ [10...12] можно записать уравнением колебательного движения конического колосника в виде:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + v \frac{dx}{dt} + c_1 x + \frac{c_2}{\mu} x^3 = M(F_B) \pm \delta(F_B), \quad (19)$$

где v – коэффициент внутреннего сопротивления упругой опоры колосника.

Решение (19) аналитическими методами представляет определенную трудность, поэтому его можно провести приближенными методами. Для проведения машинного эксперимента решение задачи осуществляем численным методом на ПЭВМ с использованием стандартных программ. При этом учитываем следующие расчетные значения параметров:

Следует отметить, что частота колебаний колосника составляет 40...55 Гц. При этом высокочастотная составляющая колебаний колосника составляет 147... 178 Гц.

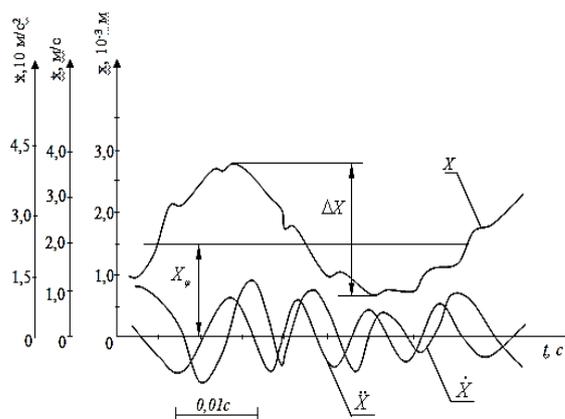


Рис. 2

Низкочастотная составляющая частоты вынужденных колебания соответствует частоте вращения пильного цилиндра агрегата УХК, а высокочастотная составляющая соответствует с учетом количества колосников в секции. Из рис. 2 видно, что при вынужденных колебаниях конический колосник отклоняется в среднем на величину $X_{cp} = (1,4 \div 1,6) \cdot 10^{-3} \text{ м}$, а размах колебаний при расчетных значениях параметров составляет $\Delta X = (1,8 \div 2,1) 10^{-3} \text{ м}$.

Для цилиндрических колосников на упругих опорах, согласно работе [13], размах колебаний составляет $\Delta X = (2,2 \div 2,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Срав-

нение полученных результатов показывает, что в предлагаемой конструкции конических колосников амплитуда колебаний уменьшается на 20...25 % за счет нелинейной жесткой характеристики упругой опоры. Диапазон колебаний скорости достигает от 0,6 м/с до 1,25 м/с, а амплитуда колебаний ускорений при расчетных параметрах системы изменяется в пределах 6,5 ÷ 10 м/с². Частоты колебаний скорости и ускорения соответствуют высокочастотной составляющей технологической загрузки от хлопка-сырца.

В табл. 1 представлены результаты сравнительных производственных испытаний.

Т а б л и ц а 1

Показатели, %	После очистителя с опытными колосниками на упругих опорах в 1-й линии УХК	После очистителя с серийными колосниками во 2-й линии УХК
Исходный хлопок-сырец		
Влажность	8,7	8,7
Засоренность после очистки	4,2	4,2
Эффект очистки	67,95	59,84
Содержание сорных и жестких примесей	1,41	1,83
Механическая поврежденность семян	2,07	3,16
Свободное волокно	0,107	0,22

По результатам проведенного полнофакторного эксперимента были рекомендованы следующие оптимальные значения параметров зоны крупной очистки: частота вращения пильчатого барабана 300 мин⁻¹; конусность колосников на упругих опорах 0,015 м; жесткость упругой опоры (марка резины) НО-68 ($c_1 = 3,0 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $c_2 = 1,6 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$). Сравнительные испытания проводились в производственных условиях. При проведении испытаний рекомендуемая конструкция колосниковой решетки с коническими колосниками на упругих опорах показала высокую надежность и стабильность работы. Результаты испытаний подтвердили, что очистительный эффект, по сравнению с существующим вариантом колосниковой решетки, увеличивается в среднем на 8,11%, механическая поврежденность семян уменьшается на 1,09%, свободное волокно в хлопке-сырце уменьшается в два раза – на 0,113%.

В Ы В О Д Ы

Рекомендованы вибрирующие колосники на упругих опорах очистителя волокнистой массы. На основе теоретических исследований получены закономерности колебаний колосника; построены графические зависимости параметров, на основе их анализа обоснованы наилучшие технологические параметры очистителя. Экспериментальными исследованиями обоснована эффективность использования рекомендуемых колосников.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Джуряев А.Д., Мавлянов А.П., Далиев Ш.Л. Разработка конструкций и методы расчета параметров колковых барабанов. – 2016, Германия : Изд-во LAP LAMBERT Academic Publishing.
2. Tashpulatov D.S., Djuraev A.D., Plekhanov A.F. Questions of the rationale preparation of the parameters of the kolosnikov on elastic supports of the fiber mate-

rial cleaner // European Sciences review Scientific Journal. – № 5–6, 2018 May-June, Vienna. P. 350...352.

3. Tashpulatov D.S., Djuraev A.D., Plekhanov A.F. Kolosnik oscillations on elastic supports with nonlinear rigidity with random resistance from cotton-raw maternity // European Sciences review Scientific Journal. – №5–6, 2018 May-June, Vienna. P. 353...355.

4. Dzhurayev A.D., Tashpulatov D. S., Plekhanov A.F., Kayumov A. The Substantiation of the Parameters of the Kolosnikov on Elastic Supports of the Cleaner of Fiber Material // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. – Vol. 5, Issue 7, July 2018, P. 6396...6405.

5. Битус Е.И., Джуряев А.Д., Плеханов А.Ф., Разумеев К.Э., Ташпулатов Д.С. Колосниковая решетка очистителя волокнистого материала. Решение о выдаче патента на изобретение по заявке № 2017143328/12(074616) от 12.12.2017 г.

6. Djuraev A., Daliyev Sh.L. Development of the design and justification of the parameters of the composite flail drum of a cotton cleaner // European Sciences review Scientific Journal. – № 7–8, 2017. P.96...100.

7. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976.

8. Расулов Р.Х. Обоснование параметров пильчато-колосниковой системы очистителя хлопка-сырца от крупного сора: Дис...канд. техн. наук. – Ташкент, 2008.

9. Болтабоев С.Д. Предварительная очистка хлопка-сырца машинного сбора от сорных примесей: Дис...канд. техн. наук. – Ташкент: ТИТЛП, 1949.

10. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Унвер У. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985.

11. Джуряев А. Динамика рабочих механизмов хлопкоперерабатывающих машин. – Ташкент: Изд-во Фан УзССР, 1987. С. 142...146.

12. Djuraev A., Mavlyanov A.P., Daliyev Sh.L., Bobomatov A.H, Radjabov O.I. The substantiation of the parameters of the grid on elastic supports of the cotton-raw cleaner //76th Plenary meeting of the ICAC. – Tashkent, Uzbekistan, 2017. P. 246...251.

13. Олимов К.Т. Разработка и обоснование параметров колосников на упругих опорах очистителей хлопка-сырца от крупных сорных примесей: Дис...канд. техн. наук. – Ташкент: ТИТЛП, 1998.

REFERENCES

1. Dzhurayev A.D., Mavlyanov A.P., Daliev Sh.L. Razrabotka konstruksiy i metody rascheta parametrov kolkovykh barabanov. – 2016, Germaniya : Izd-vo LAP LAMBERT Academic Publishing.

2. Tashpulatov D.S., Djuraev A.D., Plekhanov A.F. Questions of the rationale preparation of the parameters of the kolosnikov on elastic supports of the fiber material cleaner // European Sciences review Scientific Journal. – № 5–6, 2018 May-June, Vienna. P. 350...352.

3. Tashpulatov D.S., Djuraev A.D., Plekhanov A.F. Kolosnik oscillations on elastic supports with nonlinear rigidity with random resistance from cotton-raw maternity // European Sciences review Scientific Journal. – №5–6, 2018 May-June, Vienna. P. 353...355.

4. Dzhurayev A.D., Tashpulatov D. S., Plekhanov A.F., Kayumov A. The Substantiation of the Parameters of the Kolosnikov on Elastic Supports of the Cleaner of Fiber Material // International Journal of Advanced Research in Science, Engineering and Technology. – Vol. 5, Issue 7, July 2018, P. 6396...6405.

5. Bitus E.I., Dzhurayev A.D., Plekhanov A.F., Razumeev K.E., Tashpulatov D.S. Kolosnikovaya reshetka ochistitelya voloknistogo materiala. Reshenie o vydache patenta na izobretenie po zayavke №2017143328/12(074616) от 12.12.2017 г.

6. Djuraev A., Daliyev Sh.L. Development of the design and justification of the parameters of the composite flail drum of a cotton cleaner // European Sciences review Scientific Journal. – № 7–8, 2017. P.96...100.

7. Panovko Ya.G. Osnovy prikladnoy teorii kolebaniy i udara. – L.: Mashinostroenie, 1976.

8. Rasulov R.Kh. Obosnovanie parametrov pil'chato-kolosnikovoy sistemy ochistitelya khlopka-syrtsa ot krupnogo sora: Dis...kand. tekhn. nauk. – Tashkent, 2008.

9. Boltaboev S.D. Predvaritel'naya ochistka khlopka-syrtsa mashinnogo sbora ot sornykh primesey: Dis...kand. tekhn. nauk. – Tashkent: TITLP, 1949.

10. Timoshenko S.P., Yang D.Kh., Unver U. Kolebaniya v inzhenernom dele. – M.: Mashinostroenie, 1985.

11. Dzhurayev A. Dinamika rabochikh mekhanizmov khlopkopererabatyvayushchikh mashin. – Tashkent: Izd-vo Fan UzSSR, 1987. S. 142...146.

12. Djuraev A., Mavlyanov A.P., Daliyev Sh.L., Bobomatov A.H, Radjabov O.I. The substantiation of the parameters of the grid on elastic supports of the cotton-raw cleaner //76th Plenary meeting of the ICAC. – Tashkent, Uzbekistan, 2017. P. 246...251/

13. Olimov K.T. Razrabotka i obosnovanie parametrov kolosnikov na uprugikh oporakh ochistiteley khlopka-syrtsa ot krupnykh sornykh primesey: Dis...kand. tekhn. nauk. – Tashkent: TITLP, 1998.

Рекомендована кафедрой текстильных технологий РГУ имени А.Н. Косыгина. Поступила 14.03.19.