

где $J_e = J_c + J_{u_i}$; J_{u_i} — момент инерции ведомого шкива; J_o — приведенный момент инерции ведущей системы, связанной с ведущим валом; $u' = \frac{\partial u}{\partial y}$.

При использовании уравнения Лагранжа II рода в уравнении (15) член $J_o \dot{\phi}_{u_i} \dot{u} u'$ будет иметь другой вид, так как уравнения используют для голономных систем. Уравнение (15) легко получить на основе уравнений Аппеля.

Список литературы

1. Архангельский Г.В. Автоматические клиноременные вариаторы малых транспортных средств. – Одесса: АО Бахва, 2005. – 128 с.
2. Михеев С.С. Конструкция и оптимизация параметров автоматического клиноременного вариатора мототранспортных средств. Автореф. дисс ... канд. техн. наук. – Владимир, 1998. – 23 с.
3. Шакуров Д.К. Разработка методик расчета и проектирования клиноременного вариатора для транспортных машин с двигателями малой мощности. Автореф. дисс ... канд. техн. наук. – Ижевск, 2004. – 27 с.
4. Бутенин Н.В. Введение в аналитическую механику. – М.: Наука, 1971. – 264 с.
5. Архангельский Г.В., Дубинец А.И. Распорные усилия и тяговая способность клиноременных передач и вариаторов «Современные проблемы машиностроения». – Тр. VI Международной науч.-техн. конференции. – Томск, 2011. – С. 33-37.

References

1. Archangelskiy G.V. Automatic V-belt variable speed small-transport funds. - Odessa: JSC Bakhvi, 2005. - 128 p.
2. SS Mikheev The design and optimization of the parameters of the automatic variator klinoremen-foot motor-vehicles. Author. Diss ... cand. tehn. Sciences. - VLA-Dimir, 1998. - 23 p.
3. DK Shakurov Development of techniques of calculation and design of the V-belt CVT for motor vehicles with engines of low capacity. Author. Diss ... cand. tehn. Sciences. - Izhevsk, 2004. - 27 p.
4. Butenin NV Introduction to analytical mechanics. - M.: Nauka, 1971. - 264 p.
5. Archangel GV Dubinets AI Spacers tractive effort and ability wedge belt transmissions and CVTs "Modern problems of engineering." - Tr. VI International scientific and engineering. conference. - Tomsk, 2011. - P. 33-37.

УДК 621.313.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ПРИ РАЗМАТЫВАНИИ ИДЕАЛЬНОГО И ЭКСЦЕНТРИЧНОГО РУЛОНА СНОВАЛЬНОЙ ПАКОВКИ ШЛИХТОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ

Джаманкулов Азамат Кенешбекович, к.т.н., доцент, КРСУ, Кыргызстан, 720022, г. Бишкек, пр. Чуй, e-mail: azamatd65@mail.ru

Цель статьи – определение динамических составляющих, необходимых для разработки системы управления натяжением пряжи в процессе разматывания идеальной и эксцентричной моделей рулонов сновальной паковки шлихтовальной машины. Система управления натяжением пряжи в данном случае представляет собой автоматический регулятор, установленный на валу сновального валика и предназначенный для регулирования натяжения пряжи в процессе размотки по определенному закону. Следует сказать, что динамические составляющие являются необходимым компонентом при рассмотрении кинестатики центробежного автоматического регулятора, а также при аналитических расчетах для получения законов изменения тормозного момента в процессе размотки сновальной паковки. Кроме того, полученные законы изменения тормозного момента позволили разработать методику расчета копира центробежного регулятора, а также произвести расчет авторегулятора тормозных систем с гибкими фрикционными элементами для сматывания нитей с заданным натяжением.

Ключевые слова: идеальная модель, эксцентричная модель, размотка, сомкнутая намотка, натяжение пряжи, радиальный слой, линейная скорость пряжи, текущий радиус, момент инерции сновальной паковки, угловая скорость сновального валика.

DETERMINATION OF DYNAMIC COMPONENTS AT UNWINDING PERFECT AND EXCENTRIC ROLL WARPING PACKAGE OF SIZING MACHINES

Djamankulov Azamat Ke., PhD (Engineering), Associate Professor, Kyrgyzstan, 720022, c.Bishkek, KRSU, e-mail: azamatd65@mail.ru

Purpose of the article - to give a method for determining dynamic components needed to develop the control system of yarn tension during unwinding roll with a perfect and excentric warping package of sizing mapshines. Yarn tension control system in this case is an automatic regulator fixed on the warping roller shaft and adapted to control yarn tension during unwinding by a certain law. It should be noted that the dynamic components are a necessary component when considering Kinetostatics centrifugal automatic controller, as well as analytical calculations for changes in the laws of the braking torque in the process of unwinding warping package. Furthermore, these laws are allowed to change the braking torque to develop a methodology for calculating the copier centrifugal regulator, and also calculate the braking systems of automatic regulator with flexible friction elements for winding yarns with a predetermined tension.

Keywords: the ideal model, eccentric model, unwinding, winding crown density, yarn tension, radial ply, the linear velocity of the yarn, the current radius and moment of inertia of warping package, the angular velocity of roll warping.

Изучение механики разматывания рулона и исследование динамики механизмов размотки являются необходимым условием для разработки системы управления натяжением нитей для обеспечения качественной транспортировки пряжи.

Так как в процессе сматывания нитей основы масса сновального валика уменьшается в функции времени, это приводит к неравномерному распределению натяжения нитей основы. Таким образом, для изучения работы механизмов шлихтовальной машины необходимо учесть эффект переменности масс. К таким переменным величинам относятся: радиус намотки, масса сновального валика, момент инерции и др.

Решая задачу исследования переменности массы сновального валика, необходимо принять ту или иную модель намотки.

В партионной сновальной машине типа СП возможны две модели намотки [1]: Первая модель – радиус намотки постоянен, пока валик от начала намотки не повернется на 360°, затем радиус намотки увеличивается скачкообразно на толщину (диаметр) нити (назовем – эксцентричная намотка) (рисунку 1.). Во второй модели – радиус намотки все время меняется по закону спирали Архимеда (будем считать - идеальная намотка). Такая модель намотки реальна, поскольку нить имеет весьма малую толщину (диаметр) по сравнению с радиусом ствола самого сновального валика примерно в 600 раз (рисунок 2.).

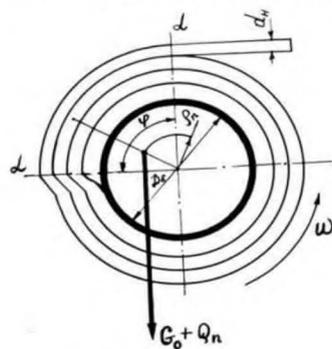


Рисунок 1.

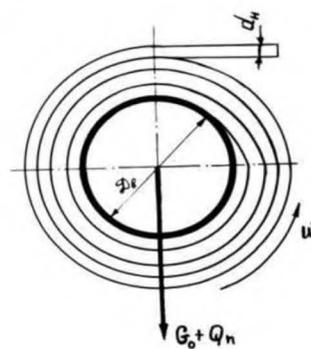


Рисунок 2.

Для намоточных механизмов preparatory department of textile production, significant change in parameters of mechanical system is conditioned by change of radius of winding package, and together with it mass and moment of inertia when increasing speed of all rotating parts of winding roller.

Вследствие этого основными задачами управления процессом размотки являются: расчет момента инерции и расчет динамической составляющей момента при стабилизации натяжения.

Рассмотрен вариант расположения нитей на сновальном валике, при котором образуется сомкнутая намотка, а именно: когда каждая нить в намотке образует несколько радиальных слоев, но нити каждого слоя располагаются во впадинах нижележащего слоя (см. рис. 3).

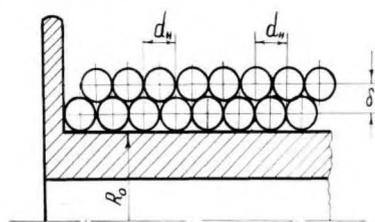


Рисунок 3.

Считаем, что теоретическая форма сновального валика представляет собой цилиндр, образовавшийся из нитей основы рулон, свернутый в виде спирали (идеальная модель. см. рис. 2). В этом случае можно полагать, что радиус намотки R пропорционален текущему углу архимедовой спирали:

$$R = R_0 - \frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \varphi, \quad (1)$$

где R_0 – радиус сновального валика с пряжей к моменту начала сматывания;

z – число нитей на сновальном валике;

T – толщина пряжи (текс);

C_n – постоянный коэффициент (для хлопчатобумажной пряжи $C_n = 1,25$ [4]);

$\gamma = 1/C_n^2$;

γ – удельная плотность намотки;

φ – угол поворота сновального валика.

Для разработки системы управления натяжением необходимо знать закон изменения динамического момента. Динамический момент является важной составляющей полной нагрузки электропривода и характеризуется изменением запаса кинетической энергии механической системы. Общей формой записи дифференциальных уравнений движения механической системы являются уравнения движения в обобщенных координатах (уравнения Лагранжа) [3]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial W_k}{\partial q_i} = Q_i, \quad (2)$$

где W_k – запас кинетической энергии системы, выраженный через обобщенные координаты q_i и обобщенные скорости \dot{q}_i ;

$Q_i = \frac{\delta A_i}{\delta q_i}$ – обобщенная сила, определяемая суммой элементарных работ δA_i всех действующих сил на возможном перемещении δq_i .

Для механизма сновальной паковки обобщенной координатой q_i является φ – угол поворота, обобщенной скоростью \dot{q}_i – угловая скорость ω , запас кинетической энергии сновальной паковки $W_k = J \cdot \omega^2 / 2$. Левая часть уравнения движения, характеризующая динамический момент для намоточных механизмов, примет вид:

$$M_{дин} = J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi}, \quad (3)$$

где $M_{дин}$ – динамический момент полной нагрузки электропривода;

J – момент инерции сновального валика с пряжей;

ω – угловая скорость сновального валика.

Используем (3) с целью анализа процесса разматывания валика для указанной модели, когда отделение массы нитей основы происходит со скоростью точки разматывания. Считаем, что отделение нити от поверхности намотки сновального валика происходит в точке разматывания [2],

$$\theta \approx \omega R, \quad (4)$$

а величина суммарного момента инерции J , которая есть сумма постоянной и переменной составляющих, а также массы m сновального валика примут вид

$$J = J_0 + \frac{\pi \gamma_0 \cdot H \cdot R^4}{2g}; \quad m = \frac{\pi H \gamma_0}{g} \cdot R^2, \quad (5)$$

где J_0 – неизменная составляющая суммарного момента инерции;

γ_0 – удельный вес пряжи;

Определяя из (4) угловую скорость и беря от нее производную по времени, получаем

$$\omega = \frac{\theta}{R}, \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{R \frac{d\theta}{dt} - \theta \frac{dR}{dt}}{R^2}.$$

Используя (1), имеем

$$\frac{dR}{dt} = - \frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = - \frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \frac{\theta}{R}, \quad (6)$$

тогда

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{a}{R} + \frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \frac{\theta^2}{R^3}, \quad (7)$$

где a – линейное ускорение нитей основы.

Приведём уравнение (3) к следующему виду:

$$M_{дин} = J \frac{d\omega}{dt} + \omega \cdot \frac{dJ}{dt} - \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ}{dR} \cdot \frac{dR}{d\varphi}, \quad (8)$$

или

$$M_{дин} = J \frac{d\omega}{dt} + \omega \cdot \frac{dJ}{dR} \cdot \frac{dR}{dt} - \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dR}{d\varphi} \cdot \frac{dJ}{dR}, \quad (9)$$

с учетом, что $\omega = \frac{\theta}{R}$, а $\frac{dR}{d\varphi} = -\frac{zT \cdot \sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5}$, после преобразований, динамический момент $M_{\text{дин}}$:

$$M_{\text{дин}} = J \frac{d\omega}{dt} - \frac{dJ}{dR} \cdot \frac{\theta^2}{R^2} \cdot L, \tag{10}$$

где $L = \frac{zT \cdot \sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5}$.

В формуле (10) $J \frac{d\omega}{dt}$ – первое слагаемое динамического момента, характеризующее изменение запаса кинетической энергии при изменении угловой скорости; $\frac{dJ}{dR} \cdot \frac{\theta^2}{R^2} \cdot L$ – второе слагаемое динамического момента, характеризующее изменение запаса кинетической энергии за счет изменения момента инерции.

При приведении динамического момента к линейной скорости движения пряжи θ , с учетом, что

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{a}{R} + \frac{zT \sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \frac{\theta^2}{R^3}, \tag{11}$$

а $\frac{dJ}{dR} = \frac{2\pi \cdot H \cdot \gamma_0}{g} \cdot R^3$, формула расчета динамического момента примет вид:

$$M_{\text{дин}} = J \left(\frac{a}{R} + \frac{\theta^2}{R^3} \cdot L \right) - \frac{\pi \cdot R \cdot H \cdot \gamma_0 \cdot \theta^2}{g} \cdot L \tag{12}$$

При приведении к линейной скорости движения пряжи динамический момент сновальной паковки можно представить как сумму трех составляющих:

$$M_{\text{дин}} = M_{\text{дин1}} + M_{\text{дин2}} + M_{\text{дин3}} \tag{13}$$

где $M_{\text{дин1}}$ – составляющая, характеризующая разгон или торможение механизма при изменении линейной скорости размотки материала; $M_{\text{дин2}}$ – составляющая, характеризующая изменение угловой скорости вращения паковки при постоянной линейной скорости пряжи; $M_{\text{дин3}}$ – составляющая, характеризующая изменение момента инерции сновальной паковки.

Или в другом виде:

$$M_{\text{дин}} = J \left(\frac{a}{R} + \frac{\theta^2}{R^3} \cdot L \right) - \frac{\pi \cdot R \cdot H \cdot \gamma_0 \cdot \theta^2}{g} \cdot L, \tag{14}$$

$$M_{\text{дин}} = M_{\text{дин1}} + M_{\text{дин2}}^* + M_{\text{дин3}}^* \tag{15}$$

где $M_{\text{дин1}}$ – составляющая, характеризующая разгон или торможение механизма при изменении линейной скорости размотки материала; $M_{\text{дин2}}^*$ – составляющая, характеризующая изменение запаса кинетической энергии во вращающихся частях механизма паковки при постоянной линейной скорости размотки материала; $M_{\text{дин3}}^*$ – составляющая, характеризующая изменение запаса кинетической энергии во вращающейся сновальной паковке при постоянной линейной скорости размотки материала.

Теперь рассмотрим динамику разматывания рулона с эксцентричной осью вращения. Для этой модели мы также определим динамические составляющие, возникающие в процессе размотки пряжи. Как было указано выше, в этом случае радиус намотки постоянен, пока валик от начала намотки не повернется на 360° , затем радиус намотки увеличивается скачкообразно на толщину (диаметр) нити. При этой модели (рисунок 1.) центр тяжести сновального валика с намотанной пряжей несколько смещен от геометрической оси валика на величину e .

Таким образом, движение сновального валика с эксцентричной осью вращения будем исследовать как систему с переменной массой, подчиняющуюся закону динамики в форме уравнения (3).

Допускаем, что ось вращения сновального валика O смещена относительно его геометрической оси O_1 на величину эксцентриситета e (рис.4). Вследствие малости отношения e/R будем считать, что текущий радиус-вектор ρ , проведенный от центра вращения сновального валика к точке разматывания, определяется из выражения

$$\rho = R + e \cdot \cos\varphi, \tag{16}$$

где φ – угол поворота сновального валика относительно оси вращения.

Тогда, пользуясь ранее принятыми допущениями о вычислении массы сновального валика, его момента инерции и линейной скорости нитей основы в точке разматывания (формулы 3 и 4), величины J_0 и θ могут быть рассчитаны по формулам:

$$J_0 = J_{01} + me^2 = \frac{me^2}{2} + me^2 = \frac{m}{2}(R^2 + 2e^2), \tag{17}$$

$$\theta \approx \omega\rho \tag{18}$$

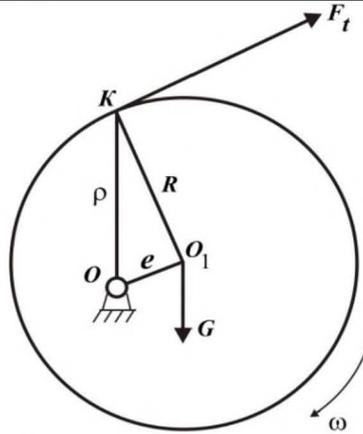


Рисунок 4– Схема сновального валика, геометрическая ось которого не совпадает с осью вращения

где, J_0, J_{O1} – моменты инерции сновального валика относительно осей вращения O и O_1 .

В формуле (17), J_{O1} есть суммарный момент инерции, который представлен формулой (5):

Тогда формулу (17) можно записать в виде:

$$J_0 = J_H + \frac{\pi \gamma_0 \cdot H \cdot R^4}{2g} + m e^2, \quad (19)$$

или с учетом $m \approx \frac{\pi \gamma_0 \cdot H}{g} \cdot R^2$

$$J_0 = J_H + \frac{\pi \gamma_0 \cdot H \cdot R^4}{2g} \left(\frac{R^2}{2} + e^2 \right), \quad (20)$$

где J_H – неизменная составляющая суммарного момента инерции.

Далее, определяя из формулы (4) угловую скорость валика и беря от нее производную по времени, найдем

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\rho \frac{d\theta}{dt} - \theta \frac{d\rho}{dt}}{\rho^2} = \frac{a}{\rho} - \frac{\theta}{\rho^2} \cdot \frac{d\rho}{dt}$$

где из формулы (16) для определения текущего радиус-вектора

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{dR}{dt} - e \cdot \sin\varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt}, \quad (21)$$

Значение производной $\frac{dR}{dt}$ определяется из формулы

$$\frac{dR}{dt} = -\frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \frac{\theta}{R}$$

следовательно:

$$\frac{d\rho}{dt} = -\frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \frac{\theta}{R} - e \cdot \omega \cdot \sin\varphi$$

Тогда

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{a}{\rho} + \frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5} \cdot \frac{\theta^2}{\rho^2 R} + \frac{\theta^2}{\rho^3} - e \cdot \sin\varphi. \quad (22)$$

Подставляя значения момента инерции и углового ускорения сновального валика из уравнений (20) и (22) в уравнение (9) и учитывая, что $\frac{dR}{d\varphi} = -\frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5}$, после преобразований получим:

$$M_{дин} = J_0 \left(\frac{a}{\rho} + \frac{\theta^2}{\rho^2 R} \cdot L + \frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi \right) - \frac{dJ}{dR} \cdot \frac{\theta^2}{2R^2} \cdot L, \quad (23)$$

где $L = \frac{zT\sqrt{3} \cdot C_n^2}{4\pi H \cdot 10^5}$.

В формуле (23) $J_0 \left(\frac{a}{\rho} + \frac{\theta^2}{\rho^2 R} \cdot L + \frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi \right)$ – первое слагаемое динамического момента, характеризующее изменение запаса кинетической энергии при изменении угловой скорости; $\frac{dJ}{dR} \cdot \frac{\theta^2}{2R^2} \cdot L$ – второе слагаемое динамического момента, характеризующее изменение запаса кинетической энергии за счет изменения момента инерции, и не зависящего от изменения радиуса размотки.

Сопоставляя выражения (12) и (23), очевидно, что при эксцентричной модели намотки изменение угловой скорости приводит к появлению третьей составляющей - $\frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi$, которая подчиняется гармоническому закону и, следовательно, в течение каждого оборота сновального валика меняет свой знак с положительного на отрицательный. Таким образом, в определенных положениях эта составляющая должна быть либо движущей,

либо тормозящей.

С учетом $\frac{dJ}{dR} = \frac{2\pi \cdot H \cdot \gamma_0}{g} \cdot R^2$, формула (23) примет вид:

$$M_{\text{дин}} = J_0 \left(\frac{a}{\rho} + \frac{\theta^2}{\rho^2 R} \cdot L + \frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi \right) - \frac{\theta^2 \cdot \pi \cdot \gamma_0 \cdot H}{g} \cdot L, \quad (24)$$

Для режима установившегося движения, когда $a=0$, из формулы (24) соответственно получим:

$$M_{\text{дин}} = J_0 \left(\frac{\theta^2}{\rho^2 R} \cdot L + \frac{\theta^2}{\rho^3} \cdot e \cdot \sin\varphi \right) - \frac{\theta^2 \cdot \pi \cdot \gamma_0 \cdot H}{g} \cdot L, \quad (25)$$

Выводы: Таким образом, получены зависимости, позволяющие определить динамические составляющие для двух моделей намотки (идеальная и эксцентричная), которые возможны при эксплуатации сновальной и шлихтовальной машин. Как было указано выше, определение динамических компонентов дает возможность более точно спроектировать и рассчитать параметры работы авторегулятора тормозных систем.

Нам удалось установить, что при эксцентричной модели, в отличие от идеальной, изменение угловой скорости приводит к появлению третьей составляющей, которая подчиняется гармоническому закону и, следовательно, в течение каждого оборота сновального валика меняет свой знак с положительного на отрицательный. Таким образом, в определенных положениях эта составляющая должна быть либо движущей, либо тормозящей.

Список литературы

1. Джаманкулов К.Д. Стабилизация процесса наматывания и сматывания пряжи в сновальных и шлихтовальных машинах. – Дис. ... докт. техн. наук: 05.19.03 – Кострома: КТИ, 1990, - 442 с.
2. Зайцев В.П. Исследование структуры намотки и процесса формирования партионных сновальных паковок. – Дис. ... канд. техн. наук: 05.19.03 – Л: ЛИТЛП им. С.М. Кирова, 1970, – 190 с.
3. Тюрин А.А. Конструкции и расчет полиграфических машин, книга IV. Ротационные печатные машины. – М.: Искусство, 1954. – 383 с.
4. Мещеряков В.Н. Усов С.В. Наблюдающее устройство в системе управления намоточными механизмами. Электротехнические комплексы и системы управления № 1/2011.
5. Маховер В.Л. Натяжение нитей основы на стойках шлихтовальных машин. – Ярославль: Ивановский текстильный институт им. М.В. Фрунзе, 1977. – 158 с.

References

1. Djamankulov KD The stabilization process of winding and unwinding yarn of warping and sizing machines. - Dis. ... Doctor. tehn. Sciences: 05.19.03 - Kostroma: KTI, 1990 - 442 p.
2. Zaitzev V.P. Investigation of the structure and the process of forming the winding parties of warping packages. – PhD (Engineering): 05.19.03 – L: Leningrad institute of textile and light industry named S.M. Kirov, 1970, – 190 p.
3. Tyurin A.A. Construction and calculation of printing machines, book IV. Rotary printing machines. - M.: Art, 1954. - 383 p.
4. Mesherykov V.N., Usov S.V. The observing device in a control system of coil winder. Electrical systems and manage systems № 1/2011.
5. Machover V.L. The tension of the warp threads on the racks sizing machines. - Yaroslavl: Ivanovo Textile Institute. M.V. Frunze, 1977. - 158 p.

УДК 621.01. 622.23

ВЛИЯНИЕ УСИЛИЯ ПРИЖИМА КОРПУСА МЕХАНИЗМА МО-10 К ИНСТРУМЕНТУ НА ЕГО ДИНАМИКУ

Арстанбек Алишер, студент 6-го курса, Кыргызско-Российский Славянский университет им. Б.Н. Ельцина, Кыргызстан, 720000, г. Бишкек, ул. Киевская, 44, e-mail: alisherarstanbek@mail.ru

Получены зависимости перемещения корпуса механизма относительно инструмента и усилия его прижима от коэффициента жесткости пружин. Для оценки влияния коэффициента жесткости пружин на динамику корпуса рассмотрен случай, когда их предварительный натяг отсутствует.

Ключевые слова: усилие прижима, колебания корпуса механизма, амплитуда колебаний.

INFLUENCE OF THE MO-10 MECHANISM BODY PRESSING FORCE TO THE TOOL ON ITS DYNAMICS

Arstanbek Alisher, student of the 6th course, Kyrgyz-Russian Slavic University named after B.N. Yeltsin, Kyrgyzstan, 720000, Bishkek city. E-mail: alisherarstanbek@mail.ru