

## ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ МЕХАНИЗМА НОЖА ШВЕЙНЫХ МАШИН

**Рахмонов Иномжон Мухторович**

кандидат технических наук, доцент

Бухарского инженерно-технологического института Республики Узбекистан

[yestjrim@mail.ru](mailto:yestjrim@mail.ru)

**Аслонов Тохир Ражабович**

стажер-исследователь

Бухарского инженерно-технологического института Республики Узбекистан

[tohiraslon@gmail.com](mailto:tohiraslon@gmail.com)

### **АННОТАЦИЯ**

*В данной статье разработана задача динамики механизма иглы с упругой связью при учете инерционных, упруго-диссипативных параметров механизма, а также силы сопротивления сшиваемых кожаных изделий швейной машиной, экспериментально определены параметры и характер силовой нагруженности механизма с упругим элементом и без него, определен рациональный режим работы швейной машины при использовании упругого накопителя энергии.*

**Ключевые слова:** *игла, швейная машина, механизм, пружинящий элемент, гусеница, кривошип, динамическая модель, воздушная подушка.*

### **ABSTRACT**

*In the given article there is designed problem speakers mechanism of the needle with springy relationship at account inert, springy-dissipating parameter*

*mechanism, as well as power of the resistance sutured material by sewing machine, experimental certain parameters and nature power load of mechanism with springy element and without it, is determined rational state of working sewing machine when use the springy drive to energy.*

**Keywords:** *needle, sewing machine, mechanism, springy element, crawler, crank, dynamic model, air-cushion.*

## **ВВЕДЕНИЕ**

Одним из решающих условий повышения качества производства услуг, эффективности работы отрасли является дальнейшее ускорение научно-технического прогресса, повышение технического уровня предприятий за счет разработки новой высокопроизводительной техники, а также обеспечения высокой эксплуатационной надежности технологического оборудования.

Существующий уровень развития техники и технологий легкой промышленности предлагает использование машин, механизмов и рабочих органов, которые совершают возвратно-поступательные, качательные или сложные комбинированные движения. Такие механизмы используются как в машинах периодического так и непрерывного действия. Как правило, машины, содержащие такие механизмы, являются виброактивными и требуют применения виброизоляторов. Однако, виброизоляция, защищая фундамент и перекрытия производственного помещения от воздействия динамических нагрузок со стороны машин, не меняет ни величины, ни характера нагрузок в самой машине и поэтому не может служить средством, гарантирующим нормальную работу машины [1].

## **МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ**

В механизме иглы плоская одноигольная швейная машина для сострачивание деталей обуви движения точки  $B$  игловодителя, будем рассматривать в неподвижной системе отчета  $XB_2Y$ . Определяем ускорения точки  $B$  игловодителя в крайних ее положениях  $B_1$  и  $B_2$ , предположим, что

частота вращения кривошипа  $\omega_k = const$ . Тогда мы получим зависимость между скоростями  $v_A$  и  $v_B$ :

$$v_B = v_A \frac{Ob}{OA}$$

где:  $Ob$  – отрезок, отсекаемый на прямой  $OY_1$  являющийся продолжением оси симметрии шатуна (рис.1).

Ускорение точки В определяем по выражениям:

$$\alpha = \omega k_1 \frac{dy}{dt}, \quad y = Ob. \quad y = (OA + AB - x)tg\beta,$$

$$\alpha = \omega k_1 \left[ -\frac{dx}{dt} tg\beta + (OA + AB - x) \frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d\beta}{dt} \right] \quad (1)$$

тогда  $\alpha$  будет равен:

где:  $k_1$  – масштабный коэффициент для  $y=Ob$ , из формулы 1.1 видно,

что

$$OA \sin \alpha = AB \sin \beta, \quad OA \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} = AB \cos \beta \frac{d\beta}{dt}$$

Поэтому для правого крайнего положения точки В имеем:

$$\alpha = 0; \beta = 0; \chi = 0; \quad \frac{dx}{dt} = 0; \frac{d\beta}{dt} = \lambda \omega,$$

где:  $\lambda = r / l$  – коэффициент, определяющий равномерности хода

игловодителя. Аналогично, для левого крайнего положения точки В имеем: [2]

$$\alpha = 180^\circ; \beta = 0; \chi = 2r; \quad \frac{dx}{dt} = 0; \frac{d\beta}{dt} = -\lambda \omega,$$

В соответствии с этим по формуле (1) найдем ускорения точки В игловодителя в правом и левом крайних положениях:  $a_n = r\omega^2(1 + \lambda)$ ,  $a_n = -r\omega^2(1 - \lambda)$ .

Как известно, график функции в зависимости от пути игловодителя имеет

$$\text{вид: } a = f(S)$$

где:  $S = k_1 x$ , - можно с достаточной точностью принять за параболу,

которая проходит через точки  $e_1(2k_1 OA; a_n / k_1 \omega^2)$  и  $d_1(0; a_n / k_1 \omega^2)$ , а касательные

к параболе в этих точках пересекаются в точке  $g_1(k_1 x_f; 3\lambda r \omega^2 / k_1 \omega^2)$ , где:  $k_1 x_f$  представляет абсциссу точки пересечения прямой  $d_1 e_1$  с осью направляющей

(рис. 2).

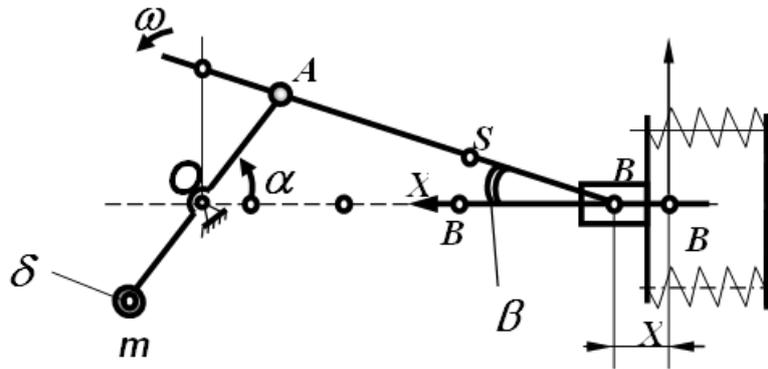


Рис. 1. Схема механизма иглы с упругой связью.

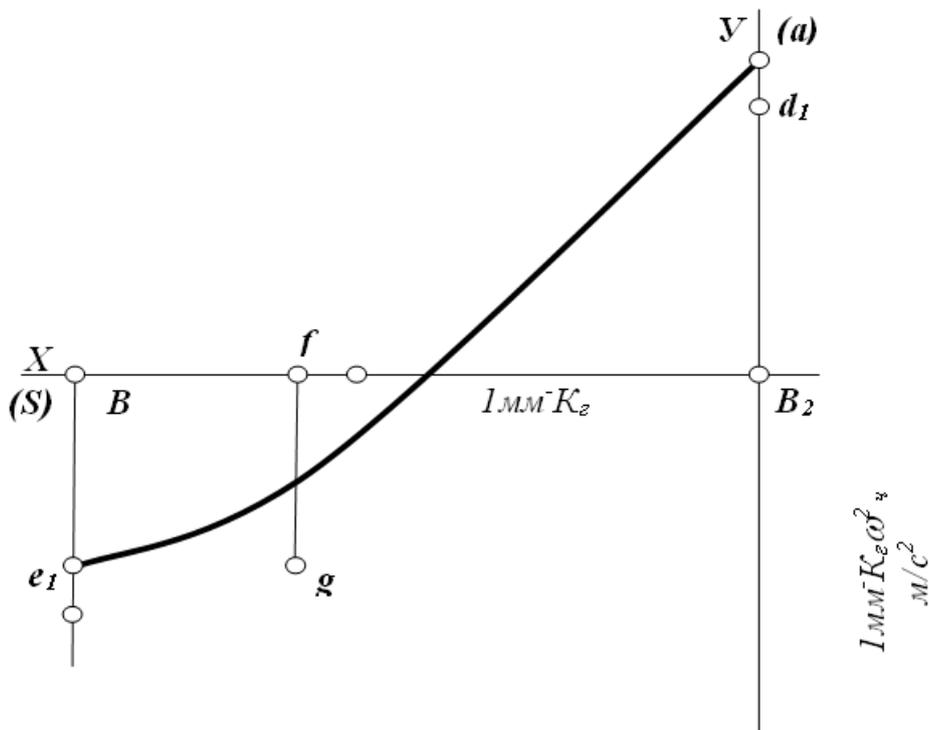


Рис. 2. График изменения зависимости перемещения иглы от ускорения.

Центр масс подвижных звеньев механизма определим вектором:

$$\overline{OS} = \sum_{i=1}^3 \overline{h}_i,$$

где:  $\overline{h}_i$  - вектор главной точки  $i$ -го звена. Если векторы  $\overline{h}_1$  и  $\overline{h}_2$  главных точек кривошипа и шатуна удовлетворяют этого условия. [3]

$$\frac{h_1}{OA} = \frac{h_2}{AB}, \quad (2)$$

Тогда получим следующая равенства:  $m_1 OS_1 = -m_{2A} OA$  представляющее условие уравновешенности вращающихся масс, к которым относятся масса  $m_1$  кривошипа (рис. 2) и часть массы  $m_2$  шатуна, приведенная статически к точке А кривошипа и равная

$$m_{2A} = m_2 \frac{BS_2}{AB}.$$

Таким образом, для реализации условия (2), кривошипу необходимо придать такую форму, чтобы его дисбаланс относительно оси вращения был: [4]

$$D_1 = m_{2A} OA.$$

Если последнее условия выполняется, то центр масс подвижных звеньев механизма будет двигаться вдоль оси направляющей с ускорением  $\vec{a}$ . Поэтому по оси направляющей будет действовать неуравновешенная сила

$$\overline{P}(S) = -m\vec{a}, \quad (3)$$

где:  $m = m_3 + m_{2B}$  представляет поступательно движущуюся массу,

состоящую из массы  $m_3$  игловодителя и шатунной массы:  $m_{2B} = m_2 \frac{AS_2}{AB}$ .

Снижения динамические нагрузки в кинематических парах от действия силы  $\overline{P}(S)$ , будет вызывать динамические нагрузки, которые могут создавать не только отмеченные выше отрицательные явления, но в некоторых случаях служить основным препятствием для повышения производительности машины [5].

Чтобы полностью разгрузить вращательные пары от действия силы  $\bar{P}(S)$ , необходимо установить между игловодителем и стойкой упругий элемент с такой характеристикой  $Q(S)$ , чтобы отвечало требованиям условия:

$$Q(S) = -\bar{P}(S) \quad (4)$$

при любой частоте вращения кривошипа.

Однако, сила  $\bar{P}(S)$  (3) является существенно нелинейной и зависит не только от абсциссы точки В игловодителя, но и от частоты вращения кривошипа. Это создает причины, реализация равенства (4) встречает в общем случае значительные конструктивные трудности.

При решении этой задачи целесообразно использовать теорию равномерного наилучшего приближения функций в связи с тем, что только такое приближение может гарантировать отклонение функций  $\bar{P}(S)$  и  $Q(S)$  с заранее заданной точностью на всех интервалах изменения абсциссы  $S$  точки В игловодителя механизма.

Таким образом, поставленная задача состоит в том, чтобы сначала приблизить функцию  $\bar{P}(S)$  полинома:

$$Q_1(S) = AS + B \quad (5)$$

первой степени равномерно и наилучшим образом на отрезке:

$$0 \leq S \leq 2r, \quad (6)$$

а затем определить характеристику  $Q(S)$  упругого элемента из условия:

$$Q(S) = -Q_1(S). \quad (7)$$

Коэффициенты  $A$  и  $B$  полинома (5) следует подобрать так, чтобы величина имел

$$E_1 = \max_{0 \leq S \leq 2r} |P(S) - Q_1(S)| \quad (8)$$

минимального значения. Полином  $Q_1(S)$ , дающий минимум величине  $E_1$ , называют полиномом наилучшего равномерного приближения, или полиномом, мало уклоняющимся от функции  $P(S)$  на отрезке  $0 \leq S \leq 2r$ , если,  $E_1 \leq \varepsilon$ ,

где:  $\varepsilon$  - постоянная величина, зависящая от структуры и параметров механизма иглы. Тогда из формулы (8) следует:  $|P(S) - Q_1(S)| \leq \varepsilon$ ,  
(9)

для всех точек  $S \in e[0,2r]$ . В этом случае полином  $Q_1(S)$  на отрезке (6) будет равномерно приближаться функцию  $P(S)$  с точностью до значения  $\varepsilon$ .

Задача по определению  $\varepsilon$ , в данном случае, несколько усложняется с тем, что функция  $P(S)$  в явном виде неизвестна. Однако, поскольку функция  $P(S)$  представляет квадратичную функцию, то можно утверждать, что у функции  $P(S)$  существует на отрезке (6) вторая производная постоянного знака. При этом условии линейная функция (5) наилучшего равномерного приближения на отрезке (6) будет представлять геометрически среднюю параллель между пересекающей  $ed$ , проходящей через крайние точки  $e$  и  $d$  отрезка параболы и касательной  $lk$  к параболе, параллельной этой пересекающихся линий. [6]

На рис.3 функции  $P(S)$  и  $Q_1(S)$  построены в качестве примера для плоского аксиального механизма игла с геометрическим параметром  $\lambda = 1/5$ .

Величина  $\varepsilon$  будить равно:  $\varepsilon = k_1 m \omega^2 y_\varepsilon$ , (10)

где:  $y_\varepsilon$  - наибольшая разность между ординатами графиков функций  $P(S)$  и  $Q_1(S)$ , показано на рис.3, характеризует абсолютную точность приближения функции  $\bar{P}(S)$  полиномом  $Q_1(S)$  на отрезке (6).

Перейдем теперь к определению функции  $Q_1(S)$ . Уравнение хорды, проходящей через точки  $d [0, -OA(1+\lambda)]$  и  $e [2OA, OA(1-\lambda)]$ , графика функции  $\bar{P}(S)$  определяемой полиномом (4), имеет вид (рис. 3):

$$y - x + OA(1 + \lambda) = 0 \quad (11)$$

При значение  $y = 0$  (11), определяем абсциссу точки  $q$ :  $x_f = OA(1 + \lambda)$ ,

Следовательно, координаты средней точки  $n_1$  отрезка  $eq$  равен:

$$\left. \begin{aligned} x_{n_1} &= \frac{OA}{2}(3 + \lambda); \\ y_{n_1} &= \frac{OA}{2}(1 + 2\lambda). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

С таким последовательности найдем координаты средней точки  $n_2$  отрезка  $qd$ :

$$\left. \begin{aligned} x_{n_2} &= \frac{OA}{2}(1 + \lambda); \\ y_{n_2} &= \frac{OA}{2}(2\lambda - 1). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Проведем далее прямую через точки  $n_1$  и  $n_2$ , используя для этого формулы (12) и (13):

$$y - x + \frac{OA}{2}(2 - \lambda) = 0. \quad (14)$$

Прямая пересекает ось ординат в точке  $k(0, -y_k)$ ,

$$\text{где:} \quad y_k = \frac{OA}{2}(2 - \lambda), \quad (15)$$

а прямую в точке  $l$  с координатами:  $x - 2OA = 0$ ,

$$x_1 = 2OA; \quad y_1 = \frac{OA}{2}(2 - \lambda), \quad (1.16)$$

## РЕЗУЛЬТАТЫ

В силу известного свойства параболы прямая (14), проходящая через средние точки отрезков  $eq$  и  $qd$ , обязательно будет касаться параболы. Кроме того, отрезок  $n_1n_2$  прямой (14), являясь средней линией треугольника  $eqd$ , будет параллельным пересекающим с  $ed$  и графика функции  $\bar{P}(S)$  (рис. 3). [7]

Отсюда, непосредственно, следует сформулированное выше утверждение о том, что средняя параллель между пересекающей  $ed$  и касательной  $kl$  к параболе, параллельной этой пересекающейся линии, действительно представляет график линейной функции  $Q_I(S)$ , реализующей наилучшее равномерное приближение к функции  $P(S)$  на отрезке (6).

Чтобы определить функцию  $Q_I(S)$  в явном виде, достаточно написать уравнение прямой, проходящей через средние точки  $s$  и  $q$  отрезков  $el$  и  $kd$ .

С учётом формулы (15) и (16), найдем координаты точек  $s$  и  $q$ :

$$x_s = 2OA; \quad y_s = \frac{OA}{2}\left(1 - \frac{\lambda}{4}\right); \quad x_q = 0; \quad y_q = -OA\left(1 + \frac{\lambda}{4}\right), \quad (17)$$

из уравнение прямой, проходящей через точки (1.17):

$$y = x - OA\left(1 + \frac{\lambda}{4}\right). \quad (18)$$

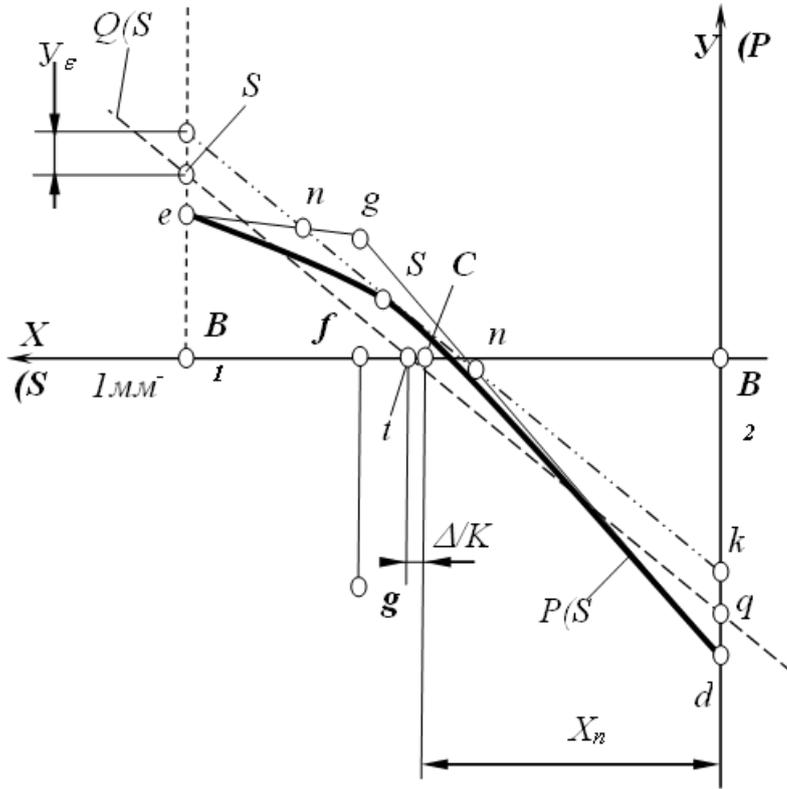
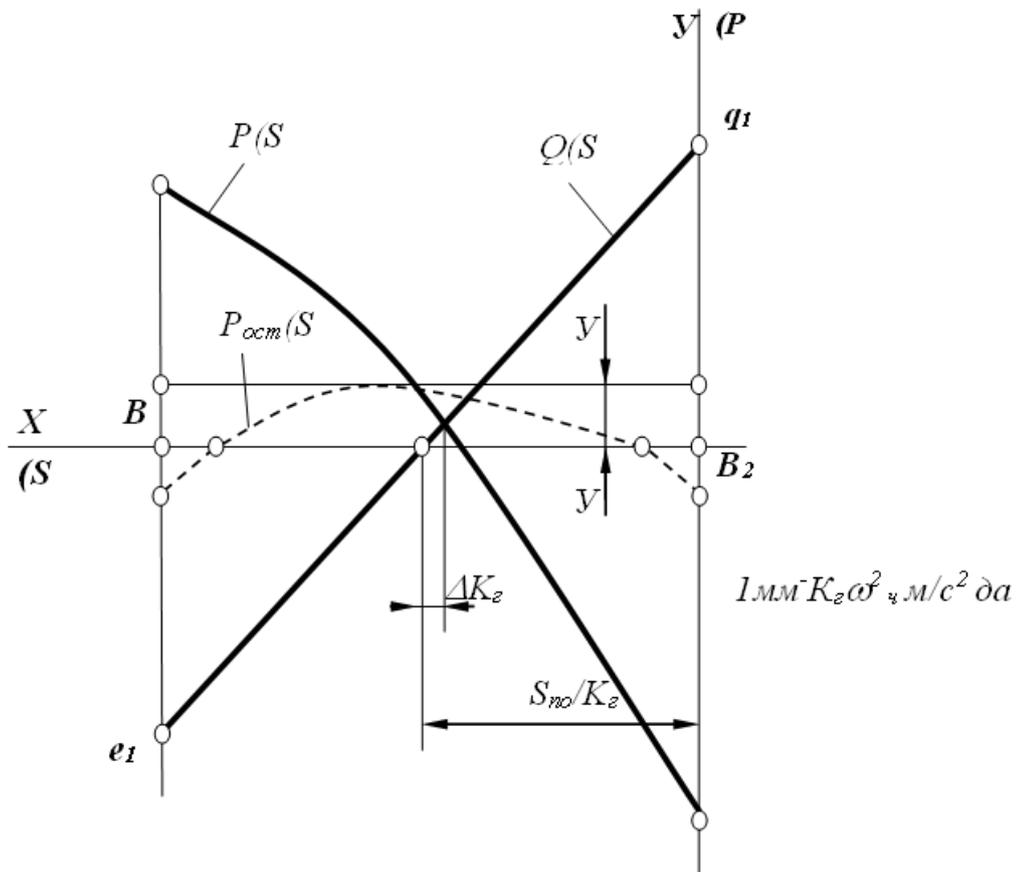


Рис. 3. График изменение силы действия P(S) от характеристики Q(S) упругого элемента.



Таким образом, коэффициенты полинома (5) имеет значения:

$$A = (m_3 + m_{2B})\omega^2; \quad B = -(m_3 + m_{2B})r\omega^2\left(1 + \frac{\lambda}{4}\right).$$

Заметим, что отклонение  $E_1$  определяемое формулой (8), реализуется в трех точках (рис. 3).  $Q_1(0) = Q_1(S_k) = Q_1(2r) = E_1$ , где:  $S_k$  - абсцисса точки касания параболы с прямой (14).

### ОБСУЖДЕНИЕ

Подставляя выражение (19) в равенство (7), получим уравнение характеристики упругого элемента механизма [3].

$$Q(S) = -(m_3 + m_{2B})\omega^2\left[S - r\left(1 + \frac{\lambda}{4}\right)\right] \quad (20)$$

Из формулы (20) найдем жесткость упругого элемента в Н/м:

$$C = (m_3 + m_{2B})\omega^2 \quad (21)$$

Параметр  $S_{np}$  упругого элемента, при котором сила  $Q(S)=0$ , определяется уравнением:  $-(m_3 + m_{2B})\omega^2\left[S_{np} - r\left(1 + \frac{\lambda}{4}\right)\right] = 0$ , решением, которого получим:

$S_{np} = r\left(1 + \frac{\lambda}{4}\right)$ . И так, нулевая точка характеристики упругого элемента смещена относительно точки  $C$  на величину  $\Delta = r\lambda/4$ . Таким образом, длина упругой связи в свободном состоянии будет определяться следующим выражением. [8-9]

$$S_{CB} = S_{np} + S_o, \quad (22)$$

### ВЫВОДЫ

Исходя, из вышеизложенного можно сделать вывод, что снижение динамические нагрузки в кинематических парах механизма иглы позволяет повышения надежности и долговечности звеньев уменьшение частоты колебаний рабочих органов, и повышение производительности, сохранением качества выпускаемых производства обуви и кожевенно-галантерейных изделий.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУР**

1. Вохидова З. Н., Рахмонов И. М. Экспериментальное определение действующих сил механизма иглы с упругими элементами швейной машины //Наука, образование и культура. – 2017. – №. 6 (21). – С. 11-14.
2. Rakhmonov I. M. et al. Method for determining damping coefficient, characteristic friction force in the needle mechanism //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2020. – Т. 862. – №. 3. – С. 032067.
3. Рахмонов И. М., Хайитов Ш. ПУТИ РАСШИРЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ДИНАМИКИ ШВЕЙНЫХ МАШИН ДЛЯ СБОРКИ ЗАГОТОВОК ОБУВИ И КОЖГАЛАНТЕРЕЙНЫХ ИЗДЕЛИЙ //Вестник науки. – 2022. – Т. 4. – №. 3 (48). – С. 190-195.
4. Рахмонов И. М., Мирзаев А. Ш. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ //Инновационное развитие техники и технологий в промышленности. – 2021. – С. 236-239.
5. Рахмонов И. М. и др. Возможности снижения динамических нагрузок в кинематических парах механизма иглы швейной машины //Вестник магистратуры. – 2019. – №. 4-3. – С. 22.
6. Рахмонов И. М. и др. Совершенствование механизма нитепритягивателя швейных машин для образования качественной строчки //Вестник магистратуры. – 2019. – №. 4-3. – С. 26.
7. Рахмонов И. М., Мирзаев А. Ш. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ И ИХ УСТРАНЕНИЯ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА УНИВЕРСАЛЬНЫХ ШВЕЙНЫХ МАШИН //Вестник науки. – 2022. – Т. 2. – №. 6 (51). – С. 256-262.
8. Рахмонов И. М., Мирзаев А. Ш. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ СИЛ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА JUKI DDL-8100EN ШВЕЙНЫХ МАШИН //Вестник науки. – 2022. – Т. 2. – №. 6 (51). – С. 263-268.
9. Рахмонов И. М., Раджабов И. Х., Файзуллаева Л. И. НАПРАВЛЕНИЯ ПЕДАГОГИКИ И ИХ ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ.