

**Институт машиноведения
Национальной академии наук Кыргызской Республики**

**Кыргызский государственный технический университет
им. И. Раззакова Министерства образования
Кыргызской Республики**

Диссертационный совет Д 05.18.576

На правах рукописи

УДК 687.053.5+687.053.7

Бакирова Назгуль Асанкановна

**Разработка рекомендаций по совершенствованию конструкции
и выбора параметров швейных машин**

05.02.18 – теория механизмов и машин

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Бишкек - 2019

Работа выполнена на кафедре «Технология легкой промышленности»;
Ошского технологического университета им. академика М.М. Адышева.

Научный руководитель: **Джуматаев Мурат Садырбекович**, доктор технических наук, профессор, Президент Национальной академии наук Кыргызской Республики

Официальные оппоненты: **Мамасаидов Мухаммаджан Ташалиевич**, доктор технических наук, профессор, профессор Кыргызско-Узбекского университета

Зыкова Елена Павловна, кандидат технических наук, доцент Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова

Ведущая организация: Кыргызско-Российский Славянский университет им.Б.Н.Ельцина, кафедра «Механика» (720000, г. Бишкек, ул. Киевская, 44)

Защита состоится « 1 » марта 2019 г. в 14:00 часов на заседании диссертационного совета Д 05.18.576 при Институте машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики (г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, <http://imash.kg>) и Кыргызском государственном техническом университете им. И. Раззакова Министерства образования и науки Кыргызской Республики (г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66, <http://kstu.kg>) по адресу: Бишкек, ул. Скрябина, 23. Код доступа: конференции: 857-352-6426.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеках Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики и Кыргызского государственного технического университета им. И Раззакова и на сайте: <http://imash.kg/index.php/bakirova-nazgul-asankanovna>.

Автореферат разослан « 29 » января 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н., с.н.с.



Квитко С. И.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Производство конкурентоспособной одежды возможно при повышении качества изделий, увеличении производительности швейных машин, уменьшения отходов и брака. Решение указанных задач связано с необходимостью совершенствования конструкции механизмов швейных машин, уменьшения их виброактивности и снижения уровня шума. Конструкция швейных машин представляет собой сложную динамическую систему, состоящую из взаимосвязанных различных шарнирно-рычажных механизмов. Краеобметочные швейные машины являются одним из основных типов швейных машин, участвующих в технологической обработке швейной продукции. В конструкции этих машин используются почти все классические виды механизмов: ременная передача, кривошипно-ползунный механизм, плоский и пространственный шарнирный четырехзвенный механизм, зубчатые механизмы. Высокая скорость работы (от 3500 до 7000 об/мин) является одной из причин появления существенных инерционных нагрузок, которые будут сказываться как на прочностных свойствах звеньев механизмов, так и на качестве выполняемой строчки. В такой системе с одновременным использованием многих механизмов в процессе работы машины происходят сложные динамические процессы.

Исходя из сказанного, актуальной является задача разработки рекомендаций по совершенствованию конструкций и выбора параметров швейных машин посредством математического моделирования всей конструкции в целом на примере краеобметочной швейной машины 51-А класса.

Связь темы диссертации с крупными научными программами (проектами) и основными научно-исследовательскими работами. Работа выполнена в соответствии с государственной программой КР: «Программа развития текстильного и швейного производства Кыргызской Республики на 2016-2018 гг.» и «Национальная стратегия развития Кыргызской Республики на 2018-2040 гг.» (пункт 2.3 Приоритетные отрасли развития. Кластеры легкой промышленности).

Цель и задачи исследования. Целью диссертационного исследования является разработка рекомендаций по совершенствованию конструкции и выбора параметров силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины 51-А класса, на основе которых может быть осуществлен прогноз и выбор рациональных параметров конструкции.

Для осуществления поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи исследований:

- обзор и анализ конструктивных схем и работ по швейным машинам, изучение принципов работы рабочих органов в типовых моделях и установление уязвимых взаимосвязей элементов, участвующих в образовании краеобметочного стежка;
- составление уравнения кинематики и исследование кинематики краеобметочной швейной машины 51-А класса;
- разработка обобщенной динамической модели силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины;
- разработка алгоритма и программы расчета динамики силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины;
- разработка методики проведения экспериментальных исследований динамики силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины;
- разработка рекомендаций по выбору рациональных параметров отдельных элементов краеобметочной швейной машины 51-А класса.

Научная новизна полученных результатов:

- разработана обобщенная динамическая модель силовой трансмиссии КШМ 51-А класса, которая в отличие от известных работ включает модель асинхронного двигателя, модель ременной передачи и модели исполнительных механизмов с учетом возмущающих нагрузок, возникающих при взаимодействии исполнительных органов рабочих механизмов с обрабатываемым материалом;
- полученные зависимости, в отличие от известных, позволяют проследить процесс влияния динамических параметров (моментов инерции, коэффициентов жесткости и демпфирования) всех элементов силовой трансмиссии на общую динамику всей швейной машины;
- в отличие от известных методов исследования крутильных колебаний с использованием тахогенераторов, методов тензометрии и др., методика отличается применением оптических фотоэлектрических датчиков препятствия, что позволяет упростить процесс обработки экспериментальных данных.

Практическая значимость полученных результатов:

- обобщенная математическая модель силовой трансмиссии позволяет определить ее наиболее уязвимые участки краеобметочной швейной машины при обработке материалов с различными физико-механическими свойствами;
- разработаны рекомендации по выбору рациональных параметров отдельных элементов КШМ 51 А класса: коэффициентов жесткостей валов элементов силовой трансмиссии, моментов инерции отдельных элементов, при которых устанавливается равномерное движение, обеспечивается качество выполняемого ниточного стежка и строчки;

– разработан прибор на основе платформы Arduino для проведения экспериментальных исследований крутильных колебаний элементов силовой трансмиссии швейных машин для определения механических характеристик асинхронных электродвигателей посредством фотоэлектрических датчиков.

Материалы диссертационной работы и разработанная методика расчета динамики краеобметочной машины 51-А класса используется в учебном процессе Ошского Технологического университета и Кыргызско-Узбекского университета в курсе лекций «Оборудование швейного производства», «Информационные технологии в легкой промышленности» и «САПР одежда», а также в курсе лекций и лабораторных работ по дисциплине «Машины и аппараты швейного производства».

Экономическая значимость полученных результатов. Разработанные рекомендации могут увеличить долговечность и надежность машин, которые отразятся на их экономической эффективности швейных машин.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1. Разработана общая математическая модель силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины (КШМ) 51-А класса, учитывающая динамические процессы, происходящие в двигателе; упругие и диссипативные свойства элементов передач; взаимодействие с обрабатываемыми материалами и позволяющая исследовать предельные режимы работы швейной машины.

2. Установлены зависимости движения элементов силовой трансмиссии КШМ 51-А класса и действующих на них динамических нагрузок, позволяющие выбрать рациональные значения моментов инерции маховика, коэффициентов жесткости и коэффициентов демпфирования валов между элементами силовой трансмиссии

3. Усовершенствована методика проведения экспериментальных исследований крутильных колебаний элементов силовой трансмиссии, применительно к КШМ 51-А класса с применением прибора, собранного на основе платформы Arduino.

Личный вклад соискателя. Все основные научные результаты исследований получены автором лично. Разработана новая методика расчета динамики краеобметочной швейной машины 51-А класса с применением САПР MathCAD и создан прибор для проведения экспериментальных исследований.

Апробации результатов исследования. Основные положения результатов научных исследований докладывались и обсуждались на конференции, посвященной 100-летию академика М. М. Адышева (г. Ош, 2015); на VIII Международно-научной конференции «Перспективы

развития науки и образования» (г. Душанбе, 2016); VII Международной научно-практической конференции "Наука и инновации в XXI веке: актуальные вопросы, открытия и достижения" (г. Пенза, 2017); конференции «Место молодежи в развитии новых технологий» (г. Ош, 2017); региональной научно-практической конференции «Наука. Техника. Инновации», 90-летию Ч. Т. Айтматова (г. Ош, 2018).

Полнота отражения результатов диссертации в публикациях. По результатам выполненных исследований опубликовано 8 научных статей, из них 5 статей – в журналах, индексируемых системой РИНЦ, 2 статьи в сборниках международных конференций.

Структура и объем диссертации. Диссертация представлена в виде рукописи, состоит из введения, 4-х глав, заключения, списка использованных источников и приложений. Общий объем работы - 184 страниц машинописного текста, в том числе 86 рисунков, 6 таблиц, библиографический список из 100 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обоснована актуальность, цель работы, формулируются задачи и основные вопросы исследования, перечисляются основные научные и практические результаты, выносимые на защиту, и раскрывается содержание основных разделов работы и структура исследований.

В первой главе проведен анализ особенностей работы и конструкций основных механизмов краеобметочных швейных машин. Выполнен обзор литературных и патентных источников, посвященных расчету и проектированию механизмов рабочих органов краеобметочных швейных машин цепного стежка.

Решению задач проектирования механизмов швейных машин посвящены работы С. Н. Кожевникова, С. С. Эппеля, Ф. И. Червякова, В. П. Полухина, Л. Б. Рейбарха, В. П. Гарбарука, Н. М. Вальщикова, А. Джураева, З. Ш. Таджибаева, Д. С. Мансуровой, Х. О. Рахимовой и др. Задачи структурного и кинематического анализа плоских и пространственных рычажных механизмов рассматриваются в работах И. И. Артоболевского, Ф. М. Диментберга, В. А. Зиновьева, Н. И. Левицкого, К. В. Фролова и др. Исследованию структурных, кинематических и динамических характеристик основных органов краеобметочных швейных машин посвящены работы В. П. Полухина, Л. Б. Рейбарха, Ю. Ю. Щербаня, В. И. Исаева, Н. М. Вальщикова и др. Кроме того, исследования по составлению динамических моделей рычажных механизмов

проведены в работах О. Д. Алимова, С. Абдраимова, Т. О. Невенчанной, М. С. Джуматаева, В. Э. Еремьянца, А. О. Абидова, Т. Т. Каримбаева, М. Д. Текеева, А. Ж. Баялиева и др.

Как показывает анализ кинематических схем швейных машин, эти машины представляют собой сложную динамическую систему, состоящую из взаимосвязанных шарнирно-рычажных механизмов различных видов. Звенья рычажных механизмов швейных машин отличаются небольшими поперечными размерами, что предполагает их значительную упругость. С увеличением производительности, растет и скорость движения звеньев, увеличиваются инерционные составляющие нагрузок на звенья машины, что приводит к неравномерности движения рабочих органов, так как рычажные механизмы зачастую являются неуравновешенными. Появление существенных инерционных нагрузок сказывается как на прочностных свойствах звеньев механизмов, так и на процесс шитья, наблюдаются обрывы нитей и пропуски стежков и т.д.

Анализ кинематических схем швейных машин также показывает, что в них используются почти все классические виды механизмов: ременная передача, кривошипно-ползунный механизм, плоский и пространственный шарнирный-четырёхзвенный механизм, зубчатые механизмы. И все эти механизмы использованы в одной конструкции швейной машины. Можно предположить, что в такой системе с одновременным использованием многих механизмов в процессе работы машины происходят сложные динамические процессы.

Анализ литературных источников показал, что до сих пор не были построены математические модели всей конструкции швейных машин, позволяющие проводить исследования динамики швейных машин. Требуется наиболее широко рассмотреть вопрос влияния инерционных нагрузок, возникающих при выполнении технологических операций, на качество строчек и на работоспособность механизмов и машины в целом.

Во второй главе составлены уравнения кинематики и определены кинематические характеристики всех рабочих органов исполнительных механизмов краеобметочной швейной машины 51-А класса с помощью пакета математических программ MathCAD.

Объект исследования: трансмиссионный вал краеобметочной швейной машины 51-А класса.

Предмет исследования: динамические процессы, протекающие в силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины 51-А класса.

Важным результатом являются составленные уравнения кинематики механизма иглы и механизмов петлителей (рисунок 1), в составе которых имеются пространственные шарнирно-рычажные механизмы.

машины 51-А класса в виде системы интегрально-дифференциальных уравнений, позволяющая исследовать динамику трансмиссии с учетом реальных особенностей ее работы. Обобщенная динамическая модель построена при синтезе динамических моделей двигателя, ременной передачи и моделей исполнительных механизмов, а именно: механизма иглы, механизма петлителей, механизма продвижения материала и механизма верхнего ножа.

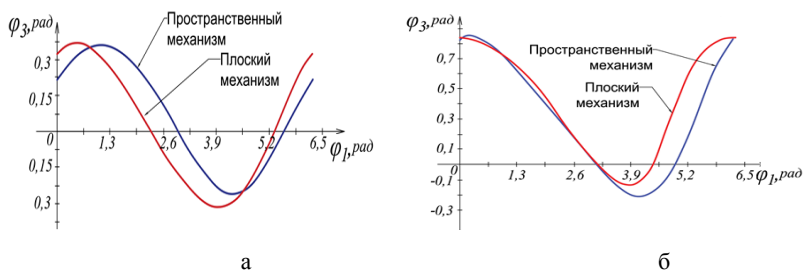


Рисунок 2 - Графики зависимости $\varphi_3 = f(\varphi_1)$ для плоского и пространственного четырехзвенника ABCD механизма иглы (а) и петлителей (б)

Математическая модель асинхронного электродвигателя, учитывает динамические процессы в рабочей зоне ее работы и приближенно описывает движение ротора в неустойчивой зоне рабочей характеристики. Расчетная схема асинхронного электродвигателя представлена в виде одномассовой системы (рисунок 3), движение которой описывается уравнением:

$$J_p \ddot{\varphi} + \alpha \dot{\varphi} + c\varphi = M_B - M_C \cdot , \quad (1)$$

где J_p – момент инерции ротора; c – коэффициент упругого электромагнитного поля; α – коэффициент демпфирования электромагнитного поля; M_B – вращающий момент; M_C – момент сил сопротивления; φ – угол поворота ротора двигателя.

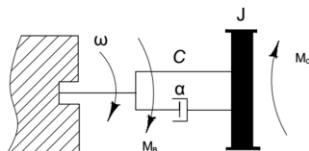


Рисунок 3 - Расчетная модель асинхронного электродвигателя

Полученную модель считают справедливой в интервале угловых скоростей $\omega_k \pm \omega_0$, где ω_k – критическая угловая скорость двигателя, ω_0 – угловая скорость двигателя при идеальном холостом ходе. В интервале угловых скоростей от 0 до ω_k движение ротора не рассматривается, так как оно неустойчиво и считается, что двигатель не работает в этой зоне. Допустим,

что момент сил сопротивления $M_c = \text{const}$ и перепишем выражение (1) в следующем виде:

$$\ddot{\varphi} = -\frac{\alpha}{J_p} \dot{\varphi} - \frac{c}{J_p} \varphi + \frac{M_B}{J_p} \quad (2)$$

На рисунке 4 вместе с механической характеристикой двигателя II, полученной из дифференциального уравнения (2), приведена механическая характеристика I, построенная по формуле Клосса при $M_c = \text{const}$. Сравнение приведенных на рисунке 4 зависимостей, показывает, что при постоянном значении M_c в интервале $\omega_0 \div \omega_H$ зависимости совпадают. Однако, с увеличением значений M_c увеличиваются и расхождения между характеристиками I и II. При нагрузках близких к M_k и в зоне неустойчивой работы, динамическая модель I неточно описывает процесс работы двигателя.

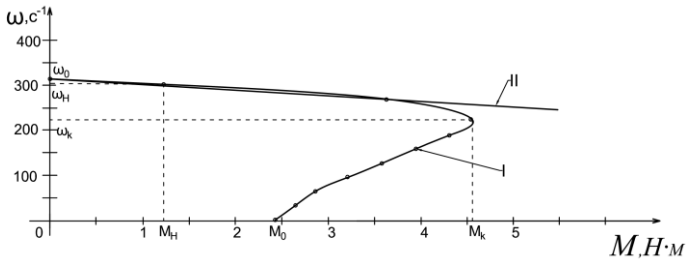


Рисунок 4 - Зависимость угловой скорости от момента $\omega=f(M)$

Чтобы приближенно описать движение двигателя в неустойчивой зоне, предлагается следующая методика расчета. По двум точкам механической характеристики, построенной по формуле Клосса, проводим прямую, пересекающую координатные оси в точках $(0, \omega_0)$ и $(M, 0)$ (рисунок 5).

Второй точкой пересечения с характеристикой является точка (M_s, ω_s) , которая должна лежать в интервале угловых скоростей $\omega_k < \omega_s < \omega_H$. Уравнением, описывающим проведенную прямую, является зависимость:

$$M = M_x - a\omega, \quad (3)$$

где M_x – координата по абсиссе точки M_x , $a = M/\omega_0$ – тангенс угла наклона проведенной характеристики к оси угловой скорости.

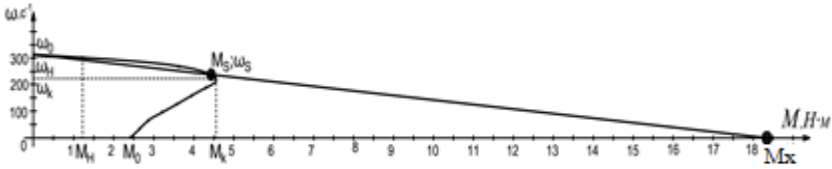


Рисунок 5 - К составлению модели двигателя

Расчет двигателя при значениях угловой скорости $\omega > \omega_s$, где $\omega_k < \omega_s < \omega_H$ осуществляется с помощью выражения (3). А при $\omega \leq \omega_s$ расчет продолжается с помощью выражения (1), т.е.

$$J_p \ddot{\varphi} + \alpha \dot{\varphi} + c\varphi = M_B - M_C, \quad \text{если } \omega > \omega_s \quad (4)$$

$$J_p \ddot{\varphi} = M_{\text{ов}} - M_C, \quad \text{если } \omega \leq \omega_s$$

Следует отметить, что методика расчета двигателя при $\omega \leq \omega_s$ используется при исследованиях предельных режимов, при которых момент сопротивления может превышать критический момент двигателя.

Для проведения анализа динамики элементов трансмиссионного вала необходимо построить ее расчетную динамическую модель. Так как исполнительные механизмы представляют собой многосвязные шарнирные механизмы, которые в процессе технологической обработки движутся с большими скоростями, то в результате возникают существенные неуравновешенные инерционные нагрузки, вызывающие колебания элементов машин. Эти колебания в значительной степени обусловлены упругими связями между элементами системы, частности механической передачи. Исполнительные механизмы получают движение от трансмиссионного вала через звенья привода φ , степень подвижности которых $W=1$. Расчетная модель приведенных механизмов представлена через дифференциальные уравнения Лагранжа второго рода:

$$J_n \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{dJ_n}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 = M_n, \quad (5)$$

где J_n – приведенный момент инерции; φ – угол поворота звена привода; M_n – приведенный момент сил.

При образовании краеобметочного стежка происходит контакт рабочих органов механизмов иглы, продвижения материалов и ножа с обрабатываемым материалом (рисунок 6). Поэтому в местах контакта рабочих органов возникают силы сопротивления. Величина силы сопротивления зависит от физико-механических свойств обрабатываемых

материалов, а также от скорости движения главного вала и состояния рабочих инструментов.

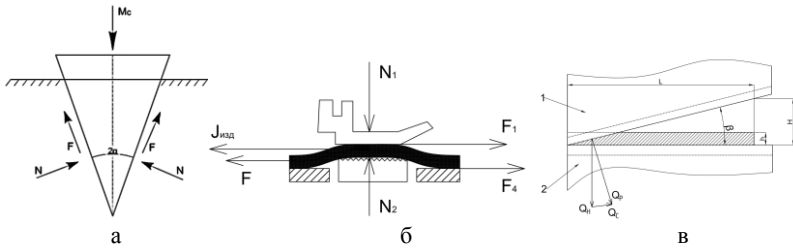


Рисунок 6 - Схема сил полезного сопротивления иглы (а), зубчатой рейки (б) и верхнего ножа (в)

Для определения момента возмущающих нагрузок необходимо силы полезного сопротивления привести к звеньям привода. Функции приведенных моментов возмущающих нагрузок в зависимости от угла φ поворота главного вала за один полный цикл:

для механизма иглы:

$$M_{\text{ПИ}}(\varphi) = Q_{\text{и}} \frac{v_{\text{в}} \cos \alpha_i}{\omega_{\text{AB}}} + Q_{\text{и}} l_{\text{AB}} = 2N \frac{\sin(\alpha + \rho)}{\cos \rho} \left(\frac{l_{\text{AB}} \sqrt{\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi \cos \alpha_i}}{\omega_{\text{AB}}} + l_{\text{AB}} \right), \quad (6)$$

где N – сила нормального давления острия иглы на ткань; $Q_{\text{и}}$ – сила полезного сопротивления иглы при проколе материала; $v_{\text{в}}$ – скорость точки приложения силы $Q_{\text{и}}$; $f = \tan \rho$ – коэффициент тангенциального сопротивления (коэффициент трения материала о сталь $f = 0,17 - 0,40$); α_i – угол между направлением силы $Q_{\text{и}}$ и вектором скорости $v_{\text{в}}$, α – угол заточки иглы; ρ – угол трения; l_{AB} – длина звена привода.

для механизма горизонтального и вертикального перемещения зубчатой рейки:

$$M_{\text{ПР}}(\varphi) = Q_{\text{зр}} \frac{v_{\text{в}} \cos \alpha_i}{\omega_{\text{AB}}} + Q_{\text{зр}} l_{\text{AB}} = Q_{\text{зр}} = N_2 [f_2 + (i+1)^2 f_3] \left(\frac{l_{\text{AB}} \sqrt{\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi \cos \alpha_i}}{\omega_{\text{AB}}} + l_{\text{AB}} \right), \quad (7)$$

где $Q_{\text{зр}}$ – сила необходимая для передвижения материала; N_2 – сила давления лапки на ткань и давление зубчатой рейки на ткань N_2 ($N_2 = 14-49$ Н); i – количество слоев сшиваемых материалов; f_2 – коэффициент сцепления зубцов рейки с тканью, зависящий от свойств материала ($f_2 = 0,5 \div 1,3$) и f_3 – коэффициенты трения ткани о ткань ($f_3 = 0,4 \div 1,0$), ω_{AB} – угловая скорость звена привода.

для механизма ножа:

$$M_{\text{ПН}}(\varphi) = Q_H \frac{v_B \cos \alpha_i}{\omega_{\text{ЛБ}}} + Q_H l_{\text{ЛБ}} = \frac{L \tau K_u K_M K_\sigma K_c}{2\eta} \left(\frac{l_{\text{ЛБ}} \sqrt{\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi \cos \alpha_i}}{\omega_{\text{ЛБ}}} + l_{\text{ЛБ}} \right), \quad (8)$$

где L – длина линии реза, мм; Q_H – усилие резания режущего инструмента, τ – удельное сопротивление материала срезу, Н/пог. мм; K_u – коэффициент, учитывающий геометрию и конструкцию режущего инструмента; K_M – коэффициент, учитывающий количество одновременно срезаемых слоев материала; K_σ – коэффициент, учитывающий режим процесса резания; K_c – коэффициент, зависящий от технологической среды и внешних условий, при которых осуществляется процесс резания; η – коэффициент, учитывающий соотношение высоты наклона ножа H с толщиной материала h .

Из циклограммы краеобметочной машины известно, что прокол материала иглой, перемещение материала на ширину стежка и обрезка края материала происходят при соответствующем угле φ поворота главного вала за один полный цикл. Для описания импульсного возмущения в САПР MathCAD используем следующие зависимости:

для механизма иглы:

$$M_{\text{ПН}} := \begin{cases} 0 \rightarrow \text{if } |\varphi| < \frac{\pi}{2} \\ M_{\text{ПН}}(\varphi) \rightarrow \text{if } |\varphi| = \frac{\pi}{2} \\ 0 \rightarrow \text{if } |\varphi| > \frac{\pi}{2} \end{cases}, \quad (9)$$

для механизма зубчатой рейки:

$$M_{\text{ПЗР}} := \begin{cases} 0 \rightarrow \text{if } |\varphi| > \frac{\pi}{3} \\ M_{\text{ПН}}(\varphi) \rightarrow \text{if } |\varphi| = \frac{\pi}{3} \div \frac{5\pi}{3} \\ 0 \rightarrow \text{if } |\varphi| > \frac{5\pi}{3} \end{cases}, \quad (10)$$

для механизма верхнего ножа:

$$M_{\text{ПН}} := \begin{cases} 0 \rightarrow \text{if } |\varphi| < \frac{5\pi}{9} \\ M_{\text{ПН}}(\varphi) \rightarrow \text{if } |\varphi| = \frac{5\pi}{9} \div \frac{13\pi}{9} \\ 0 \rightarrow \text{if } |\varphi| > \frac{13\pi}{9} \end{cases}, \quad (11)$$

где $M_{\text{ПИ}}$, $M_{\text{ПЗР}}$, $M_{\text{ПН}}$ - моменты полезных сопротивлений со стороны иглы, зубчатой рейки, ножа.

Синтезируя динамические модели элементов силовой трансмиссии, построена семимассовая расчетная динамическая модель движения краеобметочной швейной машины 51-А класса: При этом между динамическими системами расположены приведенные крутильные жесткости валов и соединений, а также их коэффициенты демпфирования.

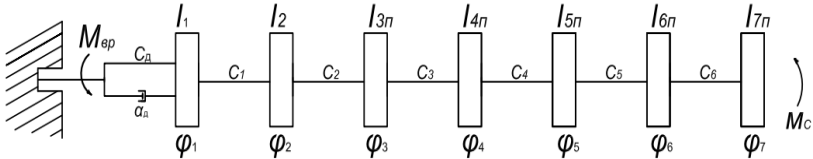


Рисунок 7 - Упрощенная расчетная схема силовой трансмиссии швейной машины: $M_{\text{вр}}$ - вращающий момент двигателя; $c_{\text{д}}$ - жесткость электромагнитной связи двигателя; $\alpha_{\text{д}}$ - коэффициент демпфирования двигателя; $J_1, J_2, J_{3\text{п}} - J_{7\text{п}}$ - моменты инерции ротора, маховика и приведенные моменты инерции рабочих органов механизмов иглы, горизонтального перемещения зубчатой рейки, верхнего ножа, вертикального перемещения зубчатой рейки и петлителей; $c_1 - c_6$ - жесткости валов и соединений; $\varphi_1 - \varphi_7$ - углы поворота соответствующих масс; $M_{\text{с}}$ - момент сил сопротивления

На основании расчетной схемы (рисунок 7) составлена математическая модель движения силовой трансмиссии с помощью системы дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода. При этом, учитывая уравнение движения двигателя (1), получим систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - \alpha_{oe} \dot{\varphi} - c_{oe} \varphi - \frac{c_1}{T_0} \int (\varphi_1 - \varphi) dt - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3); \\
 J_{3n} \ddot{\varphi}_3 = c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - c_3 (\varphi_3 - \varphi_4) - \frac{\dot{\varphi}_3^2}{2} \cdot \frac{\partial J_{3n}}{\partial \varphi_3} - M_{III}; \\
 J_{4n} \ddot{\varphi}_4 = c_3 (\varphi_3 - \varphi_4) - c_4 (\varphi_4 - \varphi_5) - \frac{\dot{\varphi}_4^2}{2} \cdot \frac{\partial J_{4n}}{\partial \varphi_4} - M_{IVP}; \\
 J_{5n} \ddot{\varphi}_5 = c_4 (\varphi_4 - \varphi_5) - c_5 (\varphi_5 - \varphi_6) - \frac{\dot{\varphi}_5^2}{2} \cdot \frac{\partial J_{5n}}{\partial \varphi_5} - M_{III}; \\
 J_{6n} \ddot{\varphi}_6 = c_5 (\varphi_5 - \varphi_6) - c_6 (\varphi_6 - \varphi_7) - \frac{\dot{\varphi}_6^2}{2} \cdot \frac{\partial J_{6n}}{\partial \varphi_6} - M_{IVP}; \\
 J_{7n} \ddot{\varphi}_7 = c_6 (\varphi_6 - \varphi_7) - \frac{\dot{\varphi}_7^2}{2} \cdot \frac{\partial J_7}{\partial \varphi_7}.
 \end{array} \right. , \quad (12)$$

где $\frac{\partial J_{3n}}{\partial \varphi_3}, \frac{\partial J_{4n}}{\partial \varphi_4}, \frac{\partial J_{5n}}{\partial \varphi_5}, \frac{\partial J_{6n}}{\partial \varphi_6}, \frac{\partial J_{7n}}{\partial \varphi_7}$ - составляющие, характеризующие изменение инерционных свойств механизма в зависимости от положения начальных звеньев.

В четвертой главе представлены результаты практического применения методики исследования динамики элементов силовой трансмиссии, обоснованы и выбраны рациональные параметры конструкции краеобметочной швейной машины 51-А класса.

Расчеты параметров по математической модели движения семи-массовой модели силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины 51-А класса проводились методом Рунге-Кутты четвертого порядка в САПР Mathcad с помощью встроенной функции rkfixed(y0, t0, t1, N, F).

Анализ свободных колебаний трансмиссии швейной машины на примере 51-А класса проводился при отсутствии сил сопротивления, возникающие при прошивании материала, т.е. $M_c=0$. Кроме того, учтен только коэффициент демпфирования двигателя α_d , т.к. демпфирующие свойства остальных элементов трансмиссии не влияют на частоту колебаний системы. Установлено, что все элементы трансмиссии подвержены крутильным колебаниям и движутся по сложным законам (рисунок 8). Также было выявлено, что изменение угловой скорости ротора двигателя и маховика имеет устойчивый характер. Характер движения исполнительных механизмов, напротив, неустойчив, т.к. их приведенные

моменты инерции, изменяются в зависимости от угла поворота звена приведения.

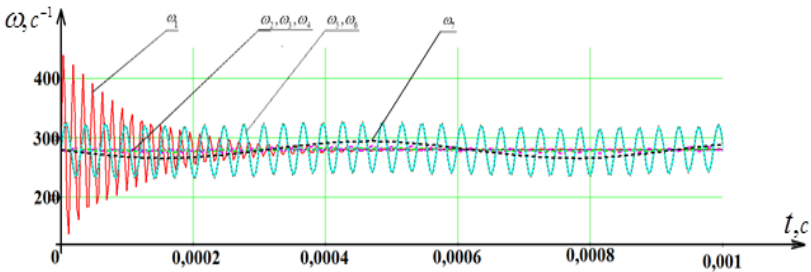


Рисунок 8 - Диаграмма изменений угловых скоростей элементов силовой трансмиссии в зависимости от времени при: ω_1 - ротора двигателя; ω_2 - маховика; ω_3 - механизма иглы; ω_4 - механизма горизонтального перемещения зубчатой рейки, ω_5 - механизма ножа, ω_6 - механизма вертикального перемещения зубчатой рейки; ω_7 - механизма петлителей

На рисунке 9 показаны фазовые портреты зависимостей угловых скоростей элементов силовой трансмиссии $\omega_1, \dots, \omega_7$ от углов их поворота $\varphi_1, \dots, \varphi_7$ соответственно, т.е. $\omega=f(\varphi)$. Графики показывают, что в начале движения колебания с наибольшей амплитудой происходят на двигателе ω_1 , механизме ножа ω_5 и механизме вертикального перемещения зубчатой рейки ω_6 . Амплитуда угловой скорости маховика ω_2 за все время движения остаётся постоянной. Характер колебаний при движении механизмов иглы, горизонтального перемещения зубчатой рейки и петлителей практически одинаков: частота и амплитуды колебаний этих элементов в начальном и установившемся режимах совпадают.

Движения систем ротора и маховика имеет устойчивый характер. Характер движения исполнительных механизмов, напротив, неустойчив. Это объясняется тем, что их масса на силовой трансмиссии представлена в виде приведенного момента инерции, изменяющегося в зависимости от угла поворота звена приведения.

Исследование вынужденных колебаний швейной машины под действием возмущающих нагрузок показало, что основные динамические нагрузки швейная машина претерпевает в результате больших инерционных сил, возникающих вследствие неуравновешенности масс исполнительных механизмов.

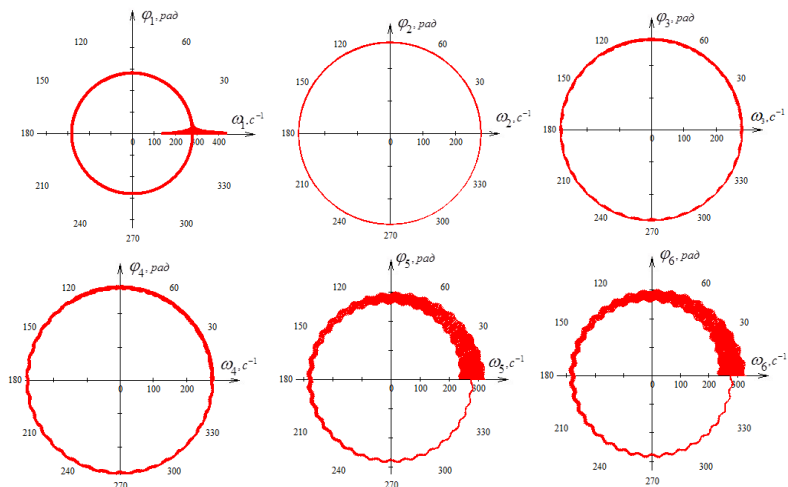


Рисунок 9 - Фазовые портреты угловых скоростей элементов силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины от угла поворота соответствующих элементов

На рисунке 10 изображен график изменения угловой скорости маховика в зависимости от времени при разных значениях первоначального момента инерции маховика J_2 . Анализ диаграмм показал, что рациональное значение момента инерции маховика возможно при увеличении J_2 до 5 раз (графики 1, 2, 3).

На рисунке 11 изображена зависимость выхода системы на установившийся режим при разных значениях жесткости ременной передачи c_1 на примере угловой скорости двигателя ω_1 , из которого видно, что при увеличении c_1 в 2 раза сокращается время выхода системы на установившийся режим, т.е. $t_1=0,0005$ с. на 80 %.

На рисунке 12 приведены зависимости динамических нагрузок, возникающих между элементами силовой трансмиссии швейной машины при крутильных колебаниях. Рациональные динамические моменты в соединениях трансмиссии возникают при увеличении в 3 раза жесткости между механизмами горизонтального перемещения зубчатой рейки и ножа c_{45} ($c_{45}=1,9 \cdot 3 \cdot 10^4$) и в 6 раз жесткости между механизмами вертикального перемещения зубчатой рейки и петлителей c_{67} ($c_{67}=0,23 \cdot 6 \cdot 10^4$) (рисунок 13). Динамический момент, возникающий при увеличении жесткости ременной передачи, влияет только на время выхода всей системы на установившийся режим.

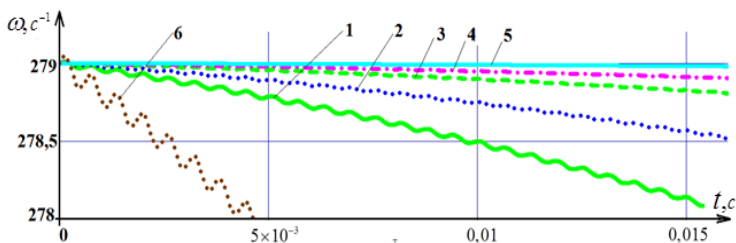


Рисунок 10 - Диаграмма изменения угловых скоростей маховика в зависимости от времени при различных значениях момента инерции J_2 :
 1 - J_2 ; 2 - $2J_2$; 3 - $5J_2$; 4 - $10J_2$; 5 - $50J_2$; 6 - $0,5J_2$

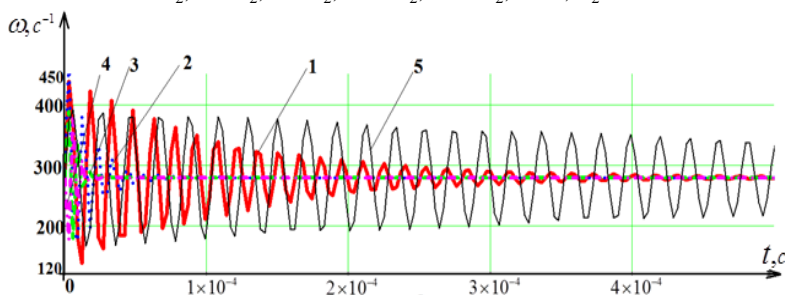


Рисунок 11 - Графики изменения угловой скорости ротора двигателя в зависимости от времени при разных значениях жесткости ременной передачи c_1 : 1 - c_1 ; 2 - $2c_1$; 3 - $3c_1$; 4 - $4c_1$; 5 - $0,5c_1$

Проверка адекватности динамической модели проводилась при сопоставлении результатов теоретических и экспериментальных исследований. Усовершенствована экспериментальная методика изучения крутильных колебаний посредством использования фотоэлектрических датчиков и создан прибор «Лаборатория ДИС ИМАШ НАН КР» программно-аппаратного комплекса на основе платформы Arduino Nano для проведения экспериментальных исследований динамических процессов, протекающих в силовой трансмиссии швейной машины на примере 51-А класса, позволяющей исследовать все режимы ее работы.

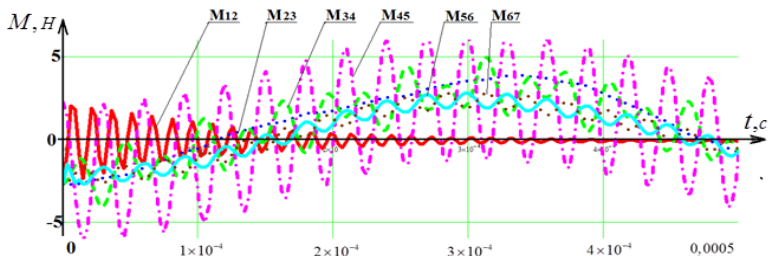


Рисунок 12 - Диаграмма изменений динамических моментов в зависимости от времени между массами: M_{12} – ротора двигателя и маховика; M_{23} – маховика и механизма иглы; M_{34} – механизма иглы и механизма горизонтального перемещения зубчатой рейки; M_{45} – механизма горизонтального перемещения зубчатой рейки и механизма ножа; M_{56} – механизма ножа и механизма вертикального перемещения зубчатой рейки; M_{67} – механизма вертикального перемещения зубчатой рейки и механизма петлителей

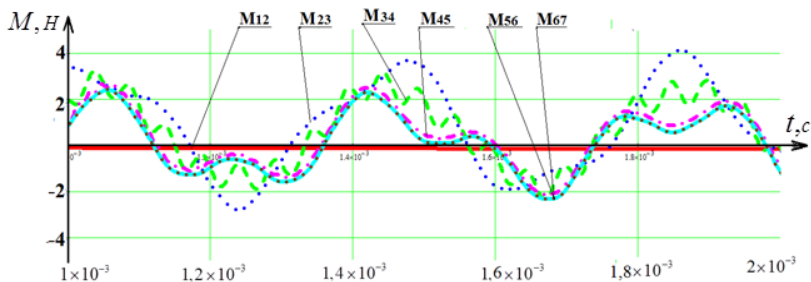


Рисунок 13 - Диаграмма изменений динамических моментов в зависимости от времени при $c_{45}=1,9 \cdot 3 \cdot 10^4$ и $c_{67}=0,23 \cdot 6 \cdot 10^4$

Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований показало, что предложенная модель силовой трансмиссии достаточно точно описывает процессы движения элементов трансмиссии. На рисунке 14 представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований, различие между которыми составляет от 1 до 5%.

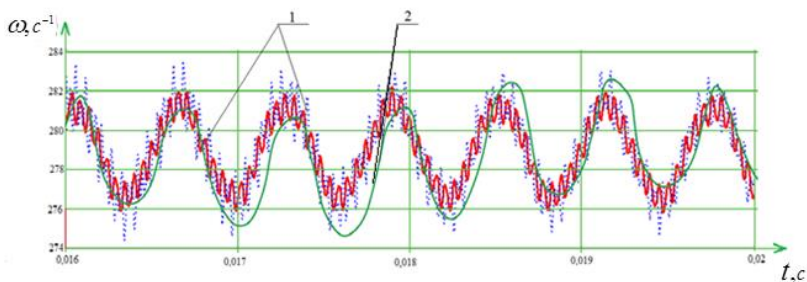


Рисунок 14 - Графики зависимости угловой скорости вала от времени в установившемся режиме: 1) теоретические; 2) экспериментальные

Поэтому является возможным использование теоретической модели для динамических исследований швейных машин. Для достижения более точного сходства теоретических и экспериментальных данных необходимо в динамическую модель ввести силы трения в кинематических парах приведенных моментов инерции исполнительных механизмов.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований решена актуальная задача в области кинематического и динамического анализа механизмов швейной машины класса 51-А, синтеза обобщенной структурной схемы машин и оптимизации ее параметров.

По результатам исследований можно сделать следующие выводы.

1. Разработана математическая модель асинхронного электродвигателя для швейных машин. Предлагаемая модель асинхронного электродвигателя учитывает динамические процессы в рабочей зоне ее работы и приближенно описывает движение ротора в неустойчивой зоне рабочей характеристики.

2. Составлена динамическая модель трансмиссионного вала и получающих от него движение исполнительных механизмов: механизма иглы, механизма петлителей, механизма продвижения материалов, механизма ножа, а также модели возмущающих систему нагрузок. При этом выявлено, что возмущающие нагрузки обусловлены, в основном, неуравновешенностью масс рычажных исполнительных механизмов. Также при составлении модели учтены силы сопротивления проникновению иглы, продвижения материалов зубчатой рейкой и при обрезке материалов.

3. Разработан алгоритм и программа расчета параметров движения трансмиссии швейной машины, позволяющие исследовать дина-

мические нагрузки, возникающие в силовой трансмиссии швейной машины, крутильные колебания силовой трансмиссии, и проводить синтез параметров конструкции краеобметочной швейной машины 51-А класса.

4. При анализе свободных колебаний трансмиссии швейной машины установлено, что все элементы трансмиссии подвержены крутильным колебаниям и движутся по сложным законам. Выявлено, что основные динамические нагрузки швейная машина претерпевает в результате инерционных нагрузок, возникающих вследствие неуравновешенности масс исполнительных механизмов.

5. Установлено, что рационального значения момент инерции маховика достигает при увеличении момента инерции маховика J_2 в 5 раз. Установлено, что при увеличении жесткости ременной передачи c_1 в 2 раза сокращается время выхода системы на установившийся режим на 80 %.

6. Установлено, что рациональные динамические моменты в соединениях трансмиссии возникают при увеличении жесткости между механизмами горизонтального перемещения зубчатой рейки и ножа c_{45} в 3 раза ($c_{45}=1,9 \cdot 3 \cdot 10^4$) и жесткости между механизмами вертикального перемещения зубчатой рейки и петлителей c_{67} в 6 раз ($c_{67}=0,23 \cdot 6 \cdot 10^4$).

7. Доказано, что разработанная математическая модель силовой трансмиссии достаточно точно описывает процессы движения ее элементов, поэтому является возможным использование этой модели для исследования динамики швейных машин, сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований составляет 1 % - 5 %.

ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Для практического применения рекомендуется усовершенствованная методика для диагностики крутильных колебаний с применением фотоэлектрических датчиков и прибор «Лаборатория ДИС ИМАШ НАН КР» программно-аппаратного комплекса на основе платформы Arduino Nano для измерения колебания скорости (неравномерности вращения) вала трансмиссии швейной машины.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

1. **Бакирова, Н. А.** Машины швейной отрасли, состояние и проблемы производства в Кыргызстане [Текст] / А. Н. Бакирова // КУУ, НОТ. – Ош: КУУ, 2015 - №1 – С. 98-106. <https://elibrary.ru/item.asp?id=26193316>
2. **Бакирова, Н. А.** Кинематический анализ механизма иглы краеобметочной машины [Текст] / Н. А. Бакирова // Известия ОшГУ. – Ош: ОшГУ, 2016. - №2 – С.144-149. <https://elibrary.ru/item.asp?id=28843520>
3. **Бакирова, Н. А.,** Джуматаев, М. С. Математическая модель асинхронного двигателя [Текст] / А. Н. Бакирова, М. С. Джуматаев // Машиноведение. – Бишкек: ИМАШ НАН КР, 2017. - № 5. – С.28-34. <https://elibrary.ru/item.asp?id=30519456>
4. **Бакирова, Н. А.** Анализ кинематики основных механизмов краеобметочной машины [Текст] / Н. А. Бакирова // Academy. – Иваново: Олимп, 2018. - №1 – С.29-36. <https://elibrary.ru/item.asp?id=32314335>
5. **Бакирова, Н. А.** Математическая модель силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины [Текст] / Н. А. Бакирова // Актуальные проблемы современной науки. – Москва: Спутник +, 2018. - №2 – С.18-24. <https://elibrary.ru/item.asp?id=32855023>
6. **Бакирова, Н. А.** Динамика силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины [Текст] / Н. А. Бакирова // Актуальные проблемы современной науки. – Москва: Спутник +, 2018. - №3 – С.135-142. <https://elibrary.ru/item.asp?id=35245580>
7. **Бакирова, Н. А.,** Джуматаев, М. С. Кинематика механизма иглы краеобметочной машины [Текст] / Н. А. Бакирова, М. С. Джуматаев // Материалы VIII межд. науч. – прак. конф. «Перспективы развития науки и образования». – Душанбе: ТТУ, 2016. - № 2. – С. 66-69.
8. **Бакирова, Н. А.** Циклограмма краеобметочной машины 51-А класса [Текст] / А. Н. Бакирова // VII Международная научно-практическая конференция «Наука и инновации в XXI веке». – Пенза: Наука и просвещение, 2017. – С. 89-96. <https://elibrary.ru/item.asp?id=32204851>

05.02.18 –механизмдердин жана машиналардын теориясы адистиги боюнча техникалык илимдердин кандидаты даражасын изденип алууга жазылган Бакирова Назгүл Асанкановнанын “Тигүүчү машиналардын конструкцияларын жакшыртуу жана параметрлерин тандоо боюнча сунуштамаларды иштеп чыгуу” деген темадагы диссертациясынын

РЕЗЮМЕСИ

Ачкыч сөздөр: тигүүчү машина, динамикалык модель, математикалык модель, айландыруучу термелүүлөр, эркин термелүүлөр, аргасыз термелүүлөр, динамикалык күчтөр.

Изилдөөнүн объекти: 51-А классындагы четти орооп тигүүчү машинанын трансмиссиялык толгому.

Изилдөөнүн предмети: 51-А классындагы четти орооп тигүүчү машинанын күчтүк трансмиссиясындагы динамикалык процесстер.

Изилдөөнүн максаты: 51-А классындагы четти орооп тигүүчү машинанын күчтүк трансмиссиясынын конструкциясын жаңыртуу жана анын параметрлерин тандоо боюнча сунуштарды иштеп чыгуу

Изилдөөнүн методдору жана жабдуулар. Ишти аткаруу колдонмо механиканын жана механизмдердин жана машиналардын теориясынын аналитикалык методдору САПР MathCAD мүмкүнчүлүктөрүн жана айландыруучу термелүүнүн изилдөөлөрүнүн эксперименттик методдорун кенен колдонуулары менен болду. Теориялык жана эксперименталдык изилдөөлөр эсептөө түрмөктөрүнүн жабдуулары аркылуу жүргүзүлдү.

Алынган жыйынтыктар жана алардын жаңылыгы. Ар түрдүү физикалык-механикалык касиеттерге ээ болгон материалдарды иштетүүдө четти орооп тигүүчү машинанын күчтүк трансмиссиясынын аярлуу бөлүктөрүн аныктоого мүмкүндүк түзгөн 51-А классындагы четти орооп тигүүчү машинанын күчтүк трансмиссиясынын жалпыланган динамикалык модели иштелип чыкты. Алынган көз карандылыктардын негизинде 51-А классындагы четти орооп тигүүчү машинанын кээ бир элементтеринин бир калыптагы кыймылды, аткарылган жиптин илмегинин жана тигишинин сапатын камсыздаган рационалдуу параметрлерин тандоо боюнча сунуштар иштелип чыкты. Тигүүчү машинанын күчтүк трансмиссиясынын элементтеринин айландыруу термелүүлөрүн фотоэлектрик билдиргичтердин жардамы менен эксперименттик түрдө изилдөө үчүн Arduino платформасынын негизинде прибор иштелип чыкты.

Колдонуунун даражасы. Диссертациялык иштердин материалдары «Дастан-стиль» ЖЧК-да өндүрүштүк тигүүчү машиналардын диагностикасын жүргүзүүдө.

Колдонуунун тармагы: тигүүчү машиналардын конструкцияларын долбоорлоо жана эсептөө, техникалык кароо, тигүүчү машиналардын диагностикасын жүргүзүү жана аларды тейлөө.

РЕЗЮМЕ

диссертации Бакировой Назгуль Асанкановны на тему: «Разработка рекомендаций по совершенствованию конструкции и выбора параметров швейных машин» на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.18 – теория механизмов и машин

Ключевые слова: швейная машина, динамическая модель, математическая модель, крутильные колебания, свободные колебания, вынужденные колебания, динамические нагрузки.

Объект исследования: трансмиссионный вал краеобметочной швейной машины 51-А класса.

Предмет исследования: динамические процессы, протекающие в силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины 51-А класса.

Цель исследования: разработка рекомендаций по совершенствованию конструкции и выбора параметров силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины 51-А класса.

Методы исследования и аппаратура. При выполнении работы применялись аналитические методы прикладной механики и теории механизмов и машин с широким использованием возможностей САПР MathCAD и экспериментальные методы исследования крутильных колебаний. Теоретические и экспериментальные исследования проводились с помощью аппаратуры вычислительных устройств.

Полученные результаты и их новизна. Разработана обобщенная динамическая модель силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины 51-А класса, позволяющая определить наиболее уязвимые участки силовой трансмиссии краеобметочной швейной машины при обработке материалов с различными физико-механическими свойствами. На основе полученных зависимостей разработаны рекомендации по выбору рациональных параметров отдельных элементов краеобметочной швейной машины 51 А класса, при которых устанавливается равномерное движение, обеспечивается качество выполняемого ниточного стежка и строчки. Разработан прибор на основе платформы Arduino для проведения экспериментальных исследований крутильных колебаний элементов силовой трансмиссии швейных машин посредством фотоэлектрических датчиков.

Степень использования. Материалы диссертационной работы используются при диагностировании промышленных швейных машин в ОсОО «Дастан-стиль».

Область применения: проектирование и расчет конструкции швейных машин, технический осмотр, диагностирование и сервис швейных машин.

SUMMARY

dissertation “Development of recommendations for sewing machine construction’s improvement and its parameters selection” developed and submitted by Nazgul Asankanovna Bakirova seeking for a degree of Candidate of Technical Sciences in specialty 05.02.18 – theory of mechanisms and machines.

Key words: sewing machine, dynamic model, mathematical model, torsional vibrations, free vibrations, forced vibrations, dynamic loads.

Object of the research: transmission shaft of 51-A class overcasting sewing machine.

Subject of research: dynamic processes occurring in the power transmission of 51-A class overcasting sewing machine.

The purpose of the research: development of recommendations for 51-A class overcasting sewing machine construction’s improvement and its power transmission’s parameters selection.

Research methods. Analytical methods of applied mechanics and theory of mechanisms and machines were used with extensive use of MathCAD Computer-Aided Design capabilities during the development of the dissertation. Also, experimental methods for studying torsional vibrations using a device, created on the basis of the Arduino platform, were applied. Theoretical and experimental studies were carried out with the help of computing equipment.

The results and their novelty. A generalized dynamic model of power transmission of 51-A class overcasting sewing machine has been developed, which allows determining the most vulnerable parts of the power transmission during the processing of materials with different physical and mechanical properties. Recommendations on selection of rational parameters for separate elements of 51A class overcasting sewing machine have been developed, based on the obtained dependencies. They help to establish uniform movement, to provide quality of the performed thread stitch and stitching. Developed a device based on the Arduino platform for experimental studies of torsional vibrations of sewing machines power transmission elements by means of photoelectric sensors.

Degree of use. Materials of the dissertation are used in the educational process, as well as implemented in the diagnostics process of industrial sewing machines.

Application area: design and calculation of sewing machines construction, technical inspection, diagnostics and maintenance of sewing machines.

