Обработка металлов (технология • оборудование • инструменты). 2019 Том 21 № 4 с. 47–58
ISSN: 1994-6309 (print) / 2541-819X (online)
DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.4-47-58

Обработка металлов
(технология • оборудование • инструменты)

Сайт журнала: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov

Синтез закона движения механизма прибоя уточных нитей станка СТБ с приводом от кулачков

Юрий Подгорный [1, 2, a, *], *Александр Кириллов* [1, 3, b], *Владимир Иванцивский* [1, c], *Дмитрий Лобанов* [4, d], *Ольга Максимчук* [2, e]

[1] Новосибирский государственный технический университет, пр. К. Маркса, 20, г. Новосибирск, 630073, Россия
[2] Новосибирский технологический институт (филиал) Московского государственного университета дизайна и технологии, Красный пр., 35 (ул. Потанинская, 5), г. Новосибирск, 630099, Россия
[3] Новосибирский государственный педагогический университет, ул. Вилюйская, 28, г. Новосибирск, 630126, Россия
[4] Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова, пр. Московский, 15, г. Чебоксары, 428015, Россия

[a] https://orcid.org/0000-0002-1664-5351, pjui@mail.ru, [b] https://orcid.org/0000-0002-8142-2787, kirillovalvs@mail.ru,
[c] https://orcid.org/0000-0001-9244-225X, ivancivskij@corp.nstu.ru, [d] https://orcid.org/0000-0002-4273-5107, lobanovdv@list.ru,
[e] http://orcid.org/0000-0001-6976-1164, ovmak@mail.ru

ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 621.8, 519.6:539.3

История статьи:
Поступила: 25 мая 2019
Рецензирование:12 сентября 2019
Принята к печати:15 ноября 2019
Доступно онлайн: 15 декабря 2019

Ключевые слова:
Проектирование механизмов
Кулачковый механизм
Синтез закона движения
Технологическая машина
Машина-автомат
Цикловая диаграмма
Профиль кулачка

Финансирование
Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках Тематического плана НИР НГТУ по проекту ТП-ПТМ-1_19.

АННОТАЦИЯ

Введение. Рассматривается проектирование механизма прибоя уточных нитей для ткацкого станка типа СТБ. Анализ научной литературы по данному вопросу указывает на то, что при выработке массового ассортимента тканей при высоких скоростях необходимо предусматривать в начальный период движения механизма дополнительный участок на профиле кулачка, позволяющий снижать ударную нагрузку в момент выборки зазора в паре кулачок–ролик. В этом случае конструктору необходимо синтезировать такой закон ускорений, который должен иметь специфический характер и обеспечивать выполнение определенной технологической операции. Актуальность исследования обусловлена тем, что на основе существующих методик синтеза механизмов прибоя уточных нитей не удается модернизировать механизмы, работа которых зависит от основного (механизма прибоя). Повысить производительность таких механизмов становится возможным только после существенного изменения их цикловых диаграмм. **Цель работы:** синтез нового закона движения механизма прибоя уточных нитей (батанного механизма), позволяющего снизить нагрузки на ведомое звено в начальный период его движения. **В работе исследован** закон движения механизма прибоя с дополнительным участком профиля кулачка, позволяющего сообщать дополнительное движение ведомому звену в момент начала его движения. **Метод исследования:** проектирование привода батанного механизма, выполненного в виде кулачков на геометрическое замыкание с использованием пакетов прикладных программ. **Результаты и обсуждение.** В результате проведённых исследований предложена методика синтеза закона движения для батанного механизма. Предлагается ввести дополнительный участок для профиля кулачка. Законы изменения перемещений получены путем интегрирования графика ускорений. Теоретические исследования доведены до числовых значений ускорений и перемещений ведомого звена батанного механизма.

Для цитирования: Синтез закона движения механизма прибоя уточных нитей станка СТБ с приводом от кулачков / Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, В.Ю. Иванцивский, Д.В. Лобанов, О.В. Максимчук // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2019. – Т. 21, № 4. – С.47–58 . – DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.4-47-58.

Введение

В настоящее время производство массового ассортимента тканей для нужд народного потребления осуществляется в основном на бесчелночных ткацких станках. Эти станки обладают следующими преимуществами: небольшие габариты, высокая производительность. Однако при

***Адрес для переписки**
Подгорный Юрий Ильич, д.т.н., профессор
Новосибирский государственный технический университет,
пр. К. Маркса, 20,
г. Новосибирск, 630073, Россия
Тел.:+7 (383) 346-17-79, **e-mail:** pjui@mail.ru

формировании тканей на таких станках можно столкнуться с рядом проблем, например, усиление вибраций, ускоренный износ механизмов. Действие указанных факторов приводит к снижению производительности и качества вырабатываемой ткани [1–8].

Практика эксплуатации станков СТБ в промышленности указывает на то, что без существенного изменения отдельных механизмов повысить производительность не представляется возможным. В первую очередь необходимо модернизировать механизм, который непосредственно принимает участие в формировании тканей – механизм прибоя уточных нитей (батанный механизм), имеющий в приводе кулачки, выполненные на геометрическое замыкание. На его работу в цикловой диаграмме станка отводится определенное время, что необходимо учитывать при синтезе закона движения. В ряде научных работ российских и зарубежных авторов представлен синтез законов движения кулачковых механизмов для различных форм графика ускорений [9–18]. В некоторых случаях конструктору необходимо синтезировать такой закон ускорений, который должен иметь специфический характер и может выполнять определенную технологическую операцию. Поэтому **целью настоящей работы является** синтез нового закона движения механизма прибоя уточных нитей (батанного механизма), позволяющего снизить нагрузки на ведомое звено в начальный период его движения. В связи с этим в работе поставлены следующие задачи:

– определить фазовые углы для дополнительного участка профиля кулачка;

– синтезировать специальный закон движения ведомого звена для батанного механизма с дополнительным участком профиля кулачка, позволяющего уменьшить нагрузки в паре кулачок–ролик в начальный период движения ведомого звена;

– определить численные значения ускорений, перемещений ведомого звена батанного механизма;

– для реализации предложенного закона провести необходимые расчеты и построить график перемещения ведомого звена батанного механизма.

Законы движения кулачковых механизмов, в частности батанного, определяются фазовыми углами поворота кулачка, размахом коромысла, а также необходимой долговечностью механизма, выраженной в основном контактными напряжениями в паре кулачок–ролик или износостойкостью этой пары.

Синтез кулачков для привода системы батана состоит из двух этапов: 1) задается закон движения для коромысла; 2) определяются конструктивные или кинематические параметры.

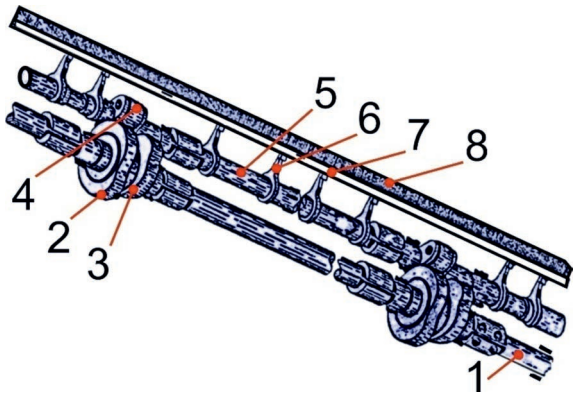
В настоящее время в практике проектирования механизмов, имеющих в приводе кулачки, используются преимущественно уже известные зарекомендовавшие себя законы. Многими авторами предлагается рассматривать законы движения ведомых звеньев по типам: 1) выстой – подъем – опускание – выстой; 2) выстой – подъем – выстой. Эти законы можно представить состоящими из непрерывных математических кривых, таких как синусоидальные, косинусоидальные, прямолинейные и др. Сложные законы движения могут быть представлены как комбинированные, состоящие из сочетания простых математических кривых. Существуют универсальные методы для выбора законов движения ведомого звена, разработаны семейства однотипных законов с переменными параметрами, характеристики которых изменяются в широких пределах [17, 18, 22–30], но в рассматриваемом случае они не могут быть применены из-за сложности предполагаемого закона. Полиномиальные законы не могут быть применены из-за высокой степени полинома (выше 10), что приводит к осцилляциям передаточных функций и, как следствие, к ухудшению работы механизма. Метод эффективен только при одной фиксированной частоте вращения кулачка. Описать закон движения ведомого звена кулачкового механизма можно с помощью вариационного метода [22]. Он может быть применен только в частных случаях. Наиболее приемлемым (с точки зрения универсальности, удобства применения компьютеров, отсутствия необходимости стыковки) является выбор закона движения ведомого звена, описанного с помощью сплайнов третьей степени [18, 22], но в этом случае процесс достаточно трудоемкий и требует специальных знаний. Для механизма прибоя уточных нитей (батанного), имеющего сложную траекторию движения берда, законы ускорений на граничных участках необходимо стыковать.

Этот процесс весьма трудоемкий, да и точность стыкованных кривых желает оставлять лучшего. При неточной стыковке подобного рода кривых могут наблюдаться значительные скачки ускорений, соизмеримые с максимальными значениями ускорений основного движения.

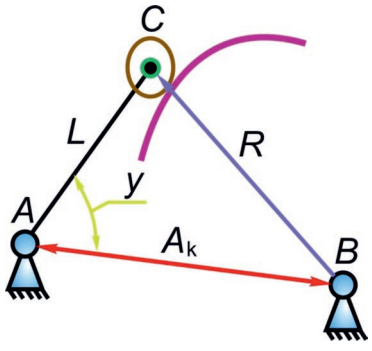
Методика исследований

Батанный механизм (рис. 1, *а*) работает следующим образом [18]: кулачки *2*, *3*, закрепленные на главном валу *1*, передают движение подбатанному валу *5*, совершающему возвратно качательное движение вместе с роликами *4*, лопастями *6*, брусом батана *7* и бердом *8*.

Кинематическая схема батанного механизма (рис. 1, *б*) представлена в упрощенном виде и включает в себя: межосевое расстояние $A_к$, переменный радиус-вектор R и длину L коромысла, на котором укреплен ролик.



а



б

Рис. 1. Батанный механизм бесчелночного ткацкого станка СТБ:
а – общий вид; *б* – кинематическая схема

Fig. 1. Slay mechanism of STB shuttleless loom:
а – general view; *б* – kinematic diagram

Авторы настоящей статьи используют существующий опыт синтеза и вводят дополнительные условия, исходя из конкретной задачи, кроме того, предложено введение дополнительного участка на профиле кулачка, позволяющего изменить характер движения ведомого звена батанного механизма в начале его движения. Весь процесс синтеза предлагается проводить с использованием математического пакета *MathCAD*.

В связи с этим необходимо определиться с величинами фазовых углов. Ход ведомого звена в период подъема и опускания равен 70°. Причем следует отметить, что для дополнительного движения в переднем положении необходимо отвести время ведомому звену, равное или близкое по значению к периоду свободных колебаний системы. Частота свободных колебаний при кручении системы батана может быть определена из следующих предположений. В периоды, когда ведомое звено выстаивает, расчетная модель системы может быть представлена моментами инерции ведомых частей со свободными от заделок концами, а в моменты движения ведомых частей – моментами инерции масс, разделенными заделками в месте расположения проушин, несущих ролики [18]. Расчеты показали, что периоды колебаний на собственной частоте будут разными для предложенных схем закрепления. В нашем случае использована расчетная модель с заделанными концами, поэтому нам необходимо было реализовать дополнительное время движения для системы батана, равное периоду его свободных колебаний, которое соответствует 12° по цикловой диаграмме работы станка.

На первой стадии синтеза график ускорений на фазах подъема и обратного движения описан с использованием циклоидального закона перемещения центра ролика. Это сделано с целью упрощения учета влияния масштабных факторов на величины кинематических характеристик механизма. Далее в связи с использованием матрицы ускорений закон движения был изменен: добавлен участок в начале движения кулачкового механизма и изменена форма ускорения в отрицательной зоне (рис. 2). Кроме того, при синтезе закона ускорений соблюдались следующие условия:

– функция ускорений должна быть непрерывной (не иметь разрывов первого и второго рода);

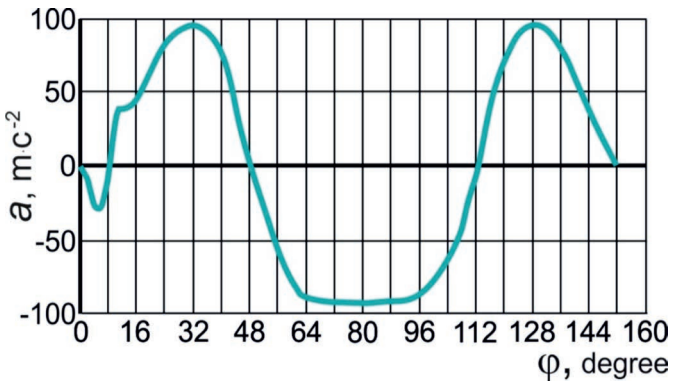


Рис. 2. Синтезированный закон движения батанного механизма станка СТБ

Fig. 2. Synthesized motion law of the slay mechanism for STB loom

– график ускорений должен иметь плавный характер;

– должно соблюдаться равенство положительных и отрицательных площадей графика.

Представленный закон движения батанного механизма предлагается использовать для дальнейшего изучения его поведения на динамической модели. Расчетная модель строится исходя из предположения, что трансформация деформаций кручения осуществляется последовательно от ведущего кулачка по приводу на отдельные элементы механизма. Кроме того, за его податливость для системы батана несет ответственность подбатанный вал, а другие элементы, например брус батана, лопасти и бердо, только за инерционно-массовые характеристики. В таком случае инерционные и упругие свойства для всего механизма можно учитывать в виде приведенных значений.

Так, при последовательном соединении для приведенной податливости будем иметь [18]

$$e_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^{n} e_i. \qquad (1)$$

Для определения приведенных сопротивлений можно воспользоваться зависимостью

$$\psi_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^{n} \psi_i \frac{e_i}{e_{\text{пр}}}, \qquad (2)$$

где $\psi = 2\lambda$, а λ – декремент затухания колебаний [18].

Динамическая модель механизма представлена на рис. 3, на котором приняты обозначения: J_1–J_8 – моменты инерции ведомых частей; e_1, e_2 – податливости участков главного вала; e_3–e_7 –

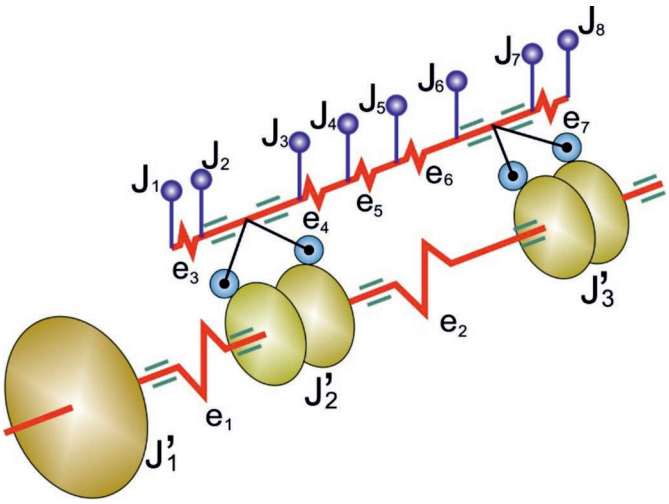


Рис. 3. Динамическая модель батанного механизма

Fig. 3. Dynamic model of the slay mechanism

жесткости соединительных участков подбатанного вала; e_1, e_2 –податливости участков приводного вала; J_1' – момент инерции маховика; J_2', J_3' – моменты инерции приводных кулачков.

В связи с тем что трансформация импульса деформации кручения происходит последовательно, то очевидно, что основную нагрузку несет первая по приводу пара спаренных кулачков. Поэтому динамическая модель механизма может быть упрощена и сведена до одного приведенного момента инерции для приводного вала и одного приведенного момента инерции ведомых частей для системы батана. Диссипативные свойства механизма также могут быть представлены как приведенные величины и для ведомых частей, и на приводном валу (рис. 4). На рис. 4 обозначены приведенные значения указанных величин: J_0, J_1, J_2 – приведенные моменты инерции кулачка и ведомых частей системы батана соответственно; e_1 –приведенная жесткость главного вала между кулачком и маховиком; e_2 – переменная приведенная жесткость системы батана, величина коэффициента диссипации принимается равной $\psi_1 = \psi_2 = 0{,}4\ldots0{,}6$ [18].

Первую передаточную функцию для механизма обозначим $\Pi(\varphi_1)$. За обобщенные координаты q_i предлагается принять угол поворота ведущего вала и угловые деформации элементов механизма:

$\varphi_0 = q_1$,
$\varphi_1 = \varphi_0 + q_2 = q_1 + q_2$,
$\varphi_2 = q_3 + q_4$,
$\varphi_3 = q_4$ (избыточная координата).

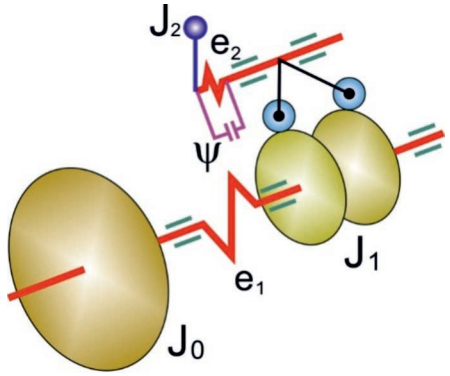


Рис. 4. Упрощенная динамическая модель батанного механизма

Fig. 4. Simplified dynamic model of slay mechanism

Кинетическую энергию системы можно представить как

$$T = \frac{1}{2}\left(J_0\dot{\varphi}_0^2 + J_1\dot{\varphi}_1^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2\right) =$$

$$= \frac{1}{2}\left(J_0\dot{q}_1^2 + J_1\dot{q}_1^2 + 2J_1\dot{q}_1\dot{q}_2 + J_1\dot{q}_2^2 + \right.$$

$$\left. + J_2\dot{q}_3^2 + 2J_2\dot{q}_3\dot{q}_4 + J_2\dot{q}_4^2\right). \qquad (3)$$

Выражение для потенциальной энергии будет иметь вид

$$P = 0,5\left[(1/e_1)q_2^2 + (1/e_2)q_3^2\right]. \qquad (4)$$

Квазиупругие коэффициенты и инерционно-массовые характеристики определятся как

$$a_{11} = J_0 + J_1;\ a_{12} = a_{21} = J_1;\ a_{22} = J_1;\ a_{33} = J_2;$$

$$a_{34} = a_{43} = J_2;\ a_{44} = J_2;\ 1/e_{22} = 1/e_1;\ 1/e_3 = 1/e_2.$$

Обобщенные силы Q_i можно определить:

$$Q_1 = M_0,$$

$$Q_2 = R_2 = b_2\dot{q}_2,\ Q_3 = R_3 = b_3\dot{q}_3, \qquad (5)$$

где b_2, b_3 – коэффициенты пропорциональности, определяемые по известной формуле

$$b = \frac{\frac{1}{e_{\text{пр}}}\psi_{\text{пр}}}{2\pi\omega}, \qquad (6)$$

где $e_{\text{пр}}$ – приведенная податливость ведомых частей механизма; $\Psi_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент диссипации; ω – частота собственных колебаний. Для расчетов принято значение $\Psi_{\text{пр}} = 0,4$ [18].

Первые частоты свободных колебаний системы батана имеют несколько значений в связи с тем, что его жесткость зависит от фазы движения и определяется характером движения вперед и обратно или остается неподвижным. При этом частоты собственных колебаний будут иметь значения 620 и 786 $с^{-1}$ [18].

В связи с тем что в подобных динамических моделях имеют место избыточные связи, получим [10]:

$$\begin{gathered}\varphi_3 = q_4 = \Pi(\varphi_1),\\ \dot{q}_4 = \Pi'(\dot{q}_1 + \dot{q}_2),\\ \Pi'\dot{q}_1 + \Pi'\dot{q}_2 - \dot{q}_4 = 0,\\ h_{11} = \Pi_1',\ h_{12} = \Pi_1',\ h_{13} = 0,\ h_{14} = -1,\end{gathered} \qquad (7)$$

Система уравнений с лишними координатами будет иметь вид

$$\begin{cases}(J_0 + J_1)\ddot{q}_1 + J_1\ddot{q}_2 = M_0 + \Lambda_1 h_{11},\\ J_1\ddot{q}_1 + J_1\ddot{q}_2 + c_1 q_2 = -R_1 + \Lambda_1 h_{12},\\ J_2\ddot{q}_3 + J_2\ddot{q}_4 + c_2 q_2 = -R_2,\\ J_2\ddot{q}_3 + J_2\ddot{q}_4 = \Lambda_1 h_{14}.\end{cases} \qquad (8)$$

Полагаем, что податливость главного вала намного меньше подбатанного, поэтому его податливостью можно пренебречь. В этом случае координату q_1 и ее производные можно принять равными нулю.

Результаты и их обсуждение

Представленный ранее закон движения батанного механизма использовался для изучения его поведения на динамической модели (см. рис. 2). Полагаем, что жесткость главного вала намного превышает жесткость соединительного, поэтому его податливость можно в расчете не учитывать. В этом случае координату q_1 и ее производные можно принять равными нулю. В результате решения дифференциальных уравнений (8) получен характер и величина ускорений, представленная на рис. 5.

На графике (рис. 5) в начальный период времени значительно изменились как характер, так и амплитудные значения ускорений. Проявились наложения частот свободных колебаний как в положительной, так и в отрицательных зонах графика ускорений. Максимальные значения ускорений отличаются незначительно.

В связи с тем что перед нами стоит задача в определении перемещений ведомого звена

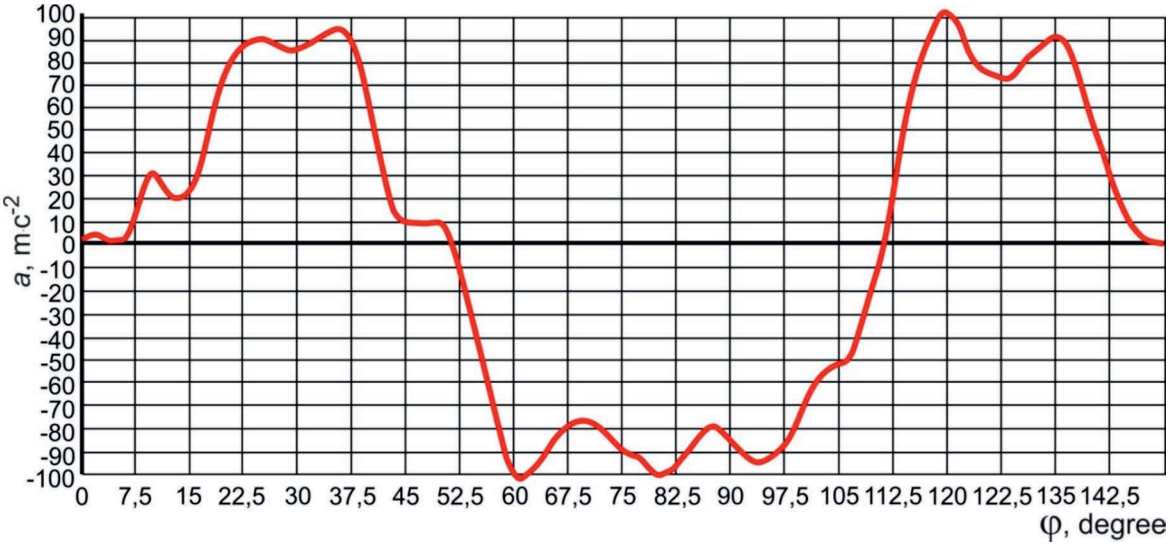


Рис. 5. График ускорений, полученный в результате расчетов на динамической модели

Fig. 5. Acceleration curve obtained as a result of dynamic model calculations

батанного механизма, ускорения были дважды проинтегрированы. График и численные значения перемещений изображены на рис. 6.

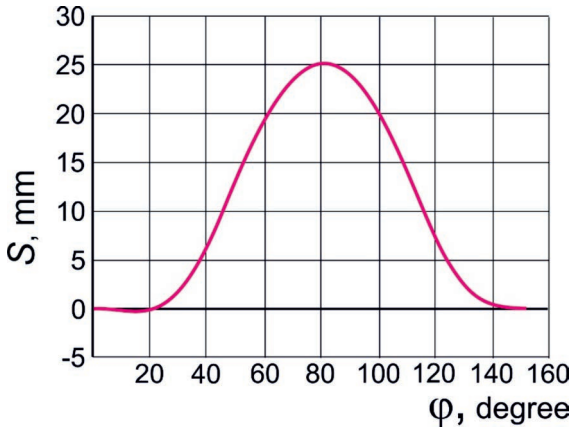


Рис. 6. График перемещений ведомого звена батанного механизма

Fig.6. Displacement curve of the slay mechanism follower

Для определения напряжений в паре кулачок–ролик необходимо знать момент от действия инерционных сил, для чего необходимо значения угловых ускорений умножить на момент инерции ведомой массы системы батана (см. график, показанный на рис. 7).

Для проверки адекватности полученных результатов был проведен эксперимент, в результате которого получена осциллограмма деформаций

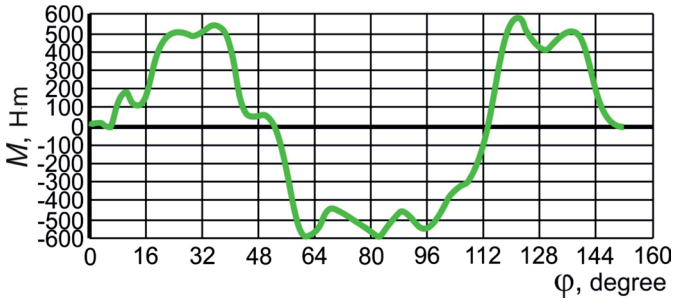


Рис. 7. Момент от сил инерции батанного механизма

Fig. 7. Slay mechanism inertia moment

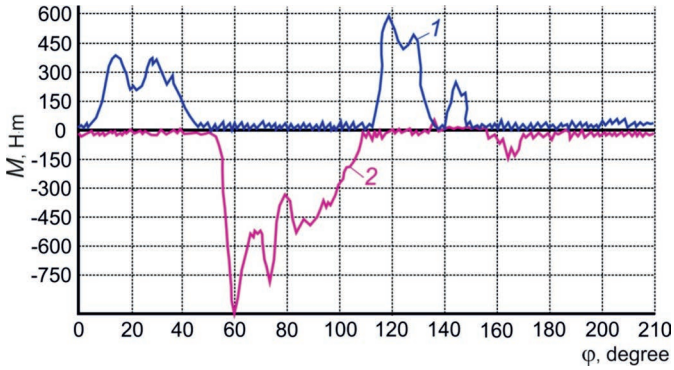


Рис. 8. Осциллограмма деформаций проушин для роликов, протарированных по моменту:

1 – деформация проушин для нижнего ролика; *2* – деформация проушин для верхнего ролика

*Fig. 8.*Oscillogram of eyelets deformation for the rollers calibrated by the moment:

1 – eyelets deformation for the lower roller; *2* – eyelets deformation for the upper roller

проушин для роликов, протарированных по моменту (рис. 8).

В научно-технической литературе по вопросам расчета и проектирования кулачковых механизмов контактные напряжения в паре кулачок – ролик принято определять по формуле Герца–Беляева [9, 13]:

$$\sigma = 0,418\sqrt{\frac{N}{b}E_{\text{пр}}\left(\frac{1}{r_{\text{р}}}+\frac{1}{\rho_{\text{кр}}-r_{\text{р}}}\right)}, \qquad (9)$$

где N – сила, передаваемая по нормали к профилю кулачка; b – ширина линии контакта; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости; $\rho_{\text{кр}}$ – радиус кривизны профиля кулачка; r_p – радиус ролика.

Величина реакции N без учета силы трения находится из условия

$$N = \frac{M_{\text{и}}}{l\cos(\delta)}, \qquad (10)$$

где $M_{\text{и}}$ – момент от действия сил инерции кулачкового механизма; δ – угол давления.

Момент инерции кулачкового механизма $M_{\text{и}} = -J_{\text{пр}}\varepsilon$, где $J_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции масс механизма; ε – угловое ускорение коромысла. Следует учесть, что в данном случае значение приведенного момента инерции следует делить пополам, так как приводов два.

Определение радиуса кривизны профиля кулачка производят согласно уравнению [9, 13]:

$$\rho_{\text{кр}} = \frac{L\sin\left(\psi(i)+\psi(0)\right)}{\cos\left(\delta(i)\right)\times} \times\left[1+\left(\frac{\cos\left(\delta(i)\right)}{L\cdot\sin\left(\psi(i)+\psi(0)\right)}\right)\times\right. \qquad (11)$$
$$\times\left[\dot{\psi}(i)\left(1+\dot{\psi}(i)\right)\cos\left(\delta(i)\right)-\right.$$
$$\left.\left.-\ddot{\psi}(i)\cos\left(\delta(i)\right)\right]\right],$$

где $\delta(i)$ – угол давления; $\psi(i)$ – угол качания коромысла; $\psi(0)$ – начальный угол коромысла; L – расстояние между осями ролика коромысла и кулачка (рис. 1, *б*).

Использованием математического пакета *Mathcad* получены численные значения таблиц профиля кулачков (ввиду большого массива значений в работе не приводятся).

Запас прочности по контактным напряжениям определяется в соответствии с выражением

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma},$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения, равные 1300 МПа.

На рис. 9 показаны графики изменения коэффициента запаса прочности для типового (кривая *1*) и синтезированного (кривая *2*) закона.

Надежность работы батанного механизма определяется главным образом запасом прочности кулачковой пары. Предполагается, что кулачки изготовлены из одного материала – сталь 40ХН (поверхностная твердость 52…56 HRC). При этом диапазон режимов работы механизма будет определяться выработкой ткани и частотным диапазоном работы оборудования.

В связи с тем что при выработке массового ассортимента тканей величина силы прибоя будет незначительной (2000…3000 Н), то достаточно провести исследования при разных частотах вращения ведущего вала (кулачкового). В связи с этим расчет контактных напряжений производился исходя из величин действующих инерционных сил (моментов).

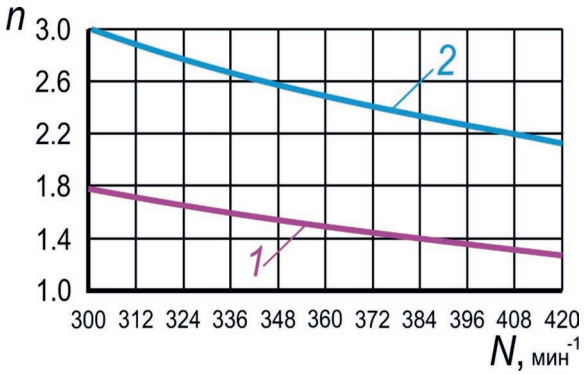


Рис. 9. График изменения коэффициента запаса по контактным напряжениям от частоты вращения главного вала станка:

1 – для типового закона движения; *2* – для нового синтезированного закона

Fig. 9. Graph of variance of safety factor for contact stresses from the frequency of rotation of the machine main shaft:

1 – for the standard motion law; *2* – for the new synthesized law

Выводы

1. Разработана методика синтеза специального закона движения для механизма прибоя уточных нитей с приводом от дисковых кулачков с дополнительным участком профиля, позволяющего обеспечить дополнительное движение ведомому звену с целью уменьшения импульса силы в начальный период движения.

2. На основании динамической модели получены характер изменения и величины ускорений перемещений ведомого звена механизма прибоя с учетом его упругости.

3. Проведены необходимые расчеты контактных напряжений в паре кулачок–ролик и предложены зависимости изменения коэффициента запаса прочности пары кулачок–ролик от частот вращения главного вала станка в диапазоне частот 300…420 мин$^{-1}$. Увеличение коэффициента запаса прочности для нового синтезированного закона составило в среднем 70 %.

4. Результаты сравнительного анализа теоретических и экспериментальных значений указывают на хорошую сходимость количественных и качественных характеристик для момента начала движения ведомого звена батанного механизма. Расхождение результатов находится в пределах от 10 до 15 % по моменту.

Список литературы

1. *Faxin L., Xianzhang F.* The design of parallel combination for cam mechanism // Procedia Environmental Sciences. – 2011. – Vol. 10, pt. B. – P. 1343–1349. – DOI: 10.1016/j.proenv.2011.09.215.

2. *Sateesh N., Rao C.S.P., Janardhan Reddy T.A.* Optimisation of cam-follower motion using B-splines // International Journal of Computer Integrated Manufacturing. – 2009. – Vol. 22, iss. 6. – P. 515–523. – DOI: 10.1080/09511920802546814.

3. *Rothbart H.A.* Cam design handbook. – New York: McGraw-Hill, 2003. – 606 p. – ISBN 0071377573. – ISBN 978-0875841830.

4. *Myszka D.H.* Machines and mechanisms: applied kinematic analysis. – 4th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2012. – 376 p. – ISBN 0132157802. – ISBN 978-0132157803.

5. *Vulfson I.* Dynamics of cyclic machines. – Cham: Springer International Publ., 2015. – 390 p. – ISBN 978-3-319-12633-3. – DOI: 10.1007/978-3-319-12634-0.

6. *Ondrášek J.* The synthesis of a hook drive cam mechanism // Procedia Engineering. – 2014. – Vol. 92. – P. 320–329. – DOI: 10.1016/j.proeng.2014.12.129.

7. *Mott R.L.* Machine elements in mechanical design. – 5th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2013. – 816 p. – ISBN-10: 0135077931. – ISBN-13: 978-0135077931.

8. Design and analysis of high-speed cam mechanism using Fourier series / C. Zhoua, B. Hua, S. Chenb, L. Mac // Mechanism and Machine Theory. – 2016. – Vol. 104. – P. 118–129. – DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.009.

9. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин: учебник для втузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с. – ISBN 5-02-013810-X.

10. *Левитский Н.И.* Теория механизмов и машин: учебное пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1990. – 592 с. – ISBN 5-02-014188-7.

11. *Вульфсон И.И.* Динамика цикловых машин. – СПб.: Политехника, 2013. – 425 с. – ISBN 978-5-7325-1024-9.

12. *Dresig H., Vul'fson I.I.* Dynamik der mechanismen. – Wien; New York: Springer, 1989. – 328 p. – ISBN 978-3-7091-9036-4. – DOI: 10.1007/978-3-7091-9035-7.

13. *Фролов К.В.* Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.

14. S&A – Expert system for planar mechanisms design / H. Varbanov, T. Yankova, K. Kulev, S. Lilov // Expert Systems with Applications. – 2006. – Vol. 31, iss. 3. – P. 558–569. – DOI: 10.1016/j.eswa.2005.09.081.

15. *Fomin A., Paramonov M.* Synthesis of the four-bar double-constraint mechanisms by the application of the Grubler's method // Procedia Engineering. – 2016. – Vol. 150. – P. 871–877. – DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.034.

16. To the theory of mechanisms subfamilies / A. Fomin, L. Dvornikov, M. Paramonov, A. Jahr // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – Vol. 124. – P. 012055. – DOI: 10.1088/1757-899X/124/1/012055.

17. *Подгорный Ю.И., Афанасьев Ю.А., Кириллов А.В.* Исследование и выбор параметров при синтезе и эксплуатации механизмов технологических машин: монография. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2002. – 196 с.

18. Исследование и синтез законов движения кулачковых механизмов: монография / Ю.И. Подгорный, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, М.В. Лукин. – Новосибирск: Изд-во НГПУ, 2011. – 219 с.

19. *Лукин М.В.* Синтез законов движения кулачковых механизмов на основе гармонических составляющих ряда Фурье: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.02.18. – Новосибирск, 2007. – 16 с.

20. *Алехина Г.Б.* Многокритериальный синтез кулачковых механизмов с неформальным заданием законов движения толкателя: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18. – Омск, 2000. – 174 с.

21. *Рыбникова Е.В.* Динамический синтез кулачковых механизмов с учетом контактного взаимодействия элементов высшей пары: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18. – Омск, 2005. – 165 с.

22. *Подгорный Ю.И.* Методы исследования заправок, их синтез и разработка критериев оптимальности условий эксплуатации ткацких станков при формировании плотных тканей: дис. … д-ра техн. наук: 05.19.03; 05.02.13: защищена 20.05.1990: утв. 07.12.1990. – Кострома, 1990. – 541 с.

23. *Подгорный Ю.И., Кириллов А.В., Максимчук О.В.* Исследование закона движения кулачкового механизма с учетом деформаций конструктивных элементов // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия «Технические науки». – 2014. – № 3. – С. 115–122.

24. Проектирование кулачкового механизма с учетом технологической нагрузки и энергетических затрат / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, П.Ю. Скиба // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2017. – № 2. – С. 17–27. – DOI: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27.

25. *Шан Бао Пин*. Исследование батанного механизма ткацких станков типа СТБ и разработка технических мероприятий по увеличению его ресурса: дис. канд. техн. наук. – Иваново, 2005. – 183 с.

26. *Лушников С.В., Белый М.А.* Исследование возможности уравновешивания сил на главном валу ткацких станков СТБ с использованием кулачков-разгружателей // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2009. – № 2С. – С. 85–88.

27. Разработка методики оценки геометрической точности профилей кулачков батанного механизма станка СТБ / В.А. Гусев, В.В. Данилов, Д.М. Цветков, А.Б. Смирнов // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2007. – № 6С. – С. 92–97.

28. *Терёхина А.О., Соловьёв А.Б.* Модернизированный кулачковый привод батанного механизма ткацкого станка типа СТБ // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2004. – № 2. – С. 80–83.

29. Kinematic analysis of crank-cam mechanism of process equipment / Yu.I. Podgornyj, V.Yu. Skeeba, T.G. Martynova, N.S. Pechorkina, P.Yu. Skeeba // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 327. – P. 042080. – DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042080.

30. Motion laws synthesis for cam mechanisms with multiple follower displacement / Yu.I. Podgornyj, V.Yu. Skeeba, A.V. Kirillov, T.G. Martynova, P.Yu. Skeeba // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 327. – P. 042079. – DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042079.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2019 Авторы. Издательство Новосибирского государственного технического университета. Эта статья доступна по лицензии CreativeCommons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science. 2019 vol. 21 no. 4 pp. 47–58
ISSN: 1994-6309 (print) / 2541-819X (online)
DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.4-47-58

Obrabotka metallov - Metal Working and Material Science
Journal homepage: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov

Synthesis of the Motion Law of Filling Threads Beat-up Mechanisms of the STB Loom with Cam Driven

Yuriy Podgornyj [1, 2, a, *], *Alexander Kirillov* [1, 3, b], *Vladimir Ivancivsky* [1, c], *Dmitry Lobanov* [4, d], *Olga Maksimchuk* [2, e]

[1] Novosibirsk State Technical University, 20 Prospekt K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation
[2] Novosibirsk Technological Institute (branch) Moscow State University of Design and Technology, 35 Krasny prospect (5 Potaninskayast.), Novosibirsk, 630099, Russian Federation
[3] Novosibirsk State Pedagogical University, 28 Viluiskayast., Novosibirsk, 630126, Russian Federation
[4] I. N. Ulianov Chuvash State University, 15 Moskovsky Prospekt, Cheboksary, 428015, Russian Federation

[a] https://orcid.org/0000-0002-1664-5351, pjui@mail.ru, [b] https://orcid.org/0000-0002-8142-2787, kirillovalvs@mail.ru,
[c] https://orcid.org/0000-0001-9244-225X, ivancivskij@corp.nstu.ru, [d] https://orcid.org/0000-0002-4273-5107, lobanovdv@list.ru,
[e] http://orcid.org/0000-0001-6976-1164, ovmak@mail.ru

ARTICLE INFO

Article history:
Received: 25 May 2019
Revised: 12 September 2019
Accepted: 15 November 2019
Available online: 15 December 2019

Keywords:
Cam mechanism
Synthesis of motion law
Technological machine
Automatic machine
Cyclogram
Cam profile

Funding
This study was supported by a NSTU grant (project No. TP-PTM-1_19).

ABSTRACT

Introduction. The paper considers the design of the filling threads beat-up mechanism for the STB type loom. The analysis of scientific literature in the field indicates that the wide range of fabrics production at high speeds requires providing the initial period of the mechanism movement with an additional area on the cam profile which allows reducing the impact load at the time of clearance adjustment in the pair of cam-roller. In this case, the designer needs to synthesize an acceleration law which should be task-specific and provide for a certain production step. This study is relevant since the existing synthesis methods of the filling threads beat-up mechanism fail in providing the basis for modernization of the mechanisms whose work depends on the main one (beat-up mechanism). The performance of such mechanisms can be increased only after significant changes in their cycle charts. **Objective:** synthesis of the new motion law of the filling threads beat-up mechanism (slay mechanism), allowing to reduce the load on the follower in the initial period of its movement. **The paperinvestigates** the motion law of the beat-up mechanism with an additional section of the cam profile which allows imparting additional movement to the follower at the moment of its initial movement. **Research Method:** designing the slay mechanism drive with form-fit cams using software packages application. **Results and discussion.** The conducted research allowed proposing the method of motion law synthesis for slay mechanism. We suggest introducing an additional section at the cam profile. The laws of displacement change are obtained by integrating the acceleration curve. Theoretical studies are brought to numerical values of the slay mechanism's follower accelerations and displacements.

For citation: Podgornyj Yu.I., Kirillov A.V., Ivancivsky V.V., Lobanov D.V., Maksimchuk O.V. Synthesis of the motion law of filling threads beat-up mechanisms of the STB loom with cam driven. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2019, vol. 21, no. 4, pp. 47–58. DOI: 10.17212/1994-6309-2019-21.4-47-58. (In Russian).

References

1. Faxin L., Xianzhang F. The design of parallel combination for cam mechanism. *Procedia Environmental Sciences*, 2011, vol. 10, pt. B, pp. 1343–1349. DOI: 10.1016/j.proenv.2011.09.215.

2. Sateesh N., Rao C.S.P., Janardhan Reddy T.A. Optimisation of cam-follower motion using B-splines. *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, 2009, vol. 22, iss. 6, pp. 515–523. DOI: 10.1080/09511920802546814.

*** Corresponding author**
Podgornyj Yuriy I., D.Sc. (Engineering), Professor
Novosibirsk State Technical University,
20 Prospekt K. Marksa,
Novosibirsk, 630073, Russian Federation
Tel: +7 (383) 346-17-79,**e-mail:** pjui@mail.ru

3. Rothbart H.A. *Cam design handbook*. New York, McGraw-Hill, 2003. 606 p. ISBN 0071377573. ISBN 978-0875841830.

4. Myszka D.H. *Machines and mechanisms: applied kinematic analysis*. 4th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2012. 376 p. ISBN 0132157802. ISBN 978-0132157803.

5. Vulfson I. *Dynamics of cyclic machines*. Cham, Springer International Publ., 2015. 390 p. ISBN 978-3-319-12633-3. DOI: 10.1007/978-3-319-12634-0.

6. Ondrášek J. The synthesis of a hook drive cam mechanism. *Procedia Engineering*, 2014, vol. 92, pp. 320–329. DOI: 10.1016/j.proeng.2014.12.129.

7. Mott R.L. *Machine elements in mechanical design*. 5th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2013. 816 p. ISBN 0135077931. ISBN 978-0135077931.

8. Zhoua C., Hua B., Chenb S., Mac L. Design and analysis of high-speed cam mechanism using Fourier series. *Mechanism and Machine Theory*, 2016, vol. 104, pp. 118–129. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.009.

9. Artobolevskii I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. 4th ed. Moscow, Nauka Publ., 1988. 640 p. ISBN 5-02-013810-X.

10. Levitskii N.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machine]. 2nd ed. Moscow, Nauka Publ., 1990. 592 p. ISBN 5-02-014188-7.

11. Vul'fson I.I. *Dinamika tsiklovykh mashin* [Dynamics of cyclic machines]. St. Petersburg, Politekhnika Publ., 2013. 425 p. ISBN 978-5-7325-1024-9.

12. Dresig H., Vul'fson I.I. *Dynamik der mechanismen*. Wien, New York, Springer, 1989. 328 p. ISBN 978-3-7091-9036-4. DOI: 10.1007/978-3-7091-9035-7.

13. Frolov K.V. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1987. 496 p.

14. Varbanov H., Yankova T., Kulev K., Lilov S. S&A – Expert system for planar mechanisms design. *Expert Systems with Applications*, 2006, vol. 31, iss. 3, pp. 558–569. DOI: 10.1016/j.eswa.2005.09.081.

15. Fomin A., Paramonov M. Synthesis of the four-bar double-constraint mechanisms by the application of the Grubler's method. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 871–877. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.034.

16. Fomin A., Dvornikov L., Paramonov M., Jahr A. To the theory of mechanisms subfamilies. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016, vol. 124, p. 012055. DOI: 10.1088/1757-899X/124/1/012055.

17. Podgornyi Yu.I., Afanas'ev Yu.A., Kirillov A.V. *Issledovanie i vybor parametrov pri sinteze i ekspluatatsii mekhanizmov tekhnologicheskikh mashin* [Research and selection of parameters in the synthesis and operation mechanisms of technological machines]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2002. 196 p.

18. Podgornyi Yu.I., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Lukin M.V. *Issledovanie i sintez zakonov dvizheniya kulachkovykh mekhanizmov* [Research and synthesis of the laws of motion of cam mechanisms]. Novosibirsk, NSPU Publ., 2011. 219 p.

19. Lukin M.V. *Sintez zakonov dvizheniya kulachkovykh mekhanizmov na osnove garmonicheskikh sostavlyayushchikh ryada Fur'e*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Synthesis of the laws of motion of cam mechanisms based on the harmonic components of the Fourier series. Author's abstract of PhD eng. sci. diss.]. Novosibirsk, 2007. 16 p.

20. Alekhina G.B. *Mnogokriterial'nyi sintez kulachkovykh mekhanizmov s neformal'nym zadaniem zakonov dvizheniya tolkatelya*. Diss. kand. tekhn. nauk [Multicriteria synthesis of cam mechanisms with an informal specification of the laws of motion of the pusher. PhD eng. sci. diss.]. Omsk, 2000. 174 p.

21. Rybnikova E.V. *Dinamicheskii sintez kulachkovykh mekhanizmov s uchetom kontaktnogo vzaimodeistviya elementov vysshei pary*. Diss. kand. tekhn. nauk [Dynamic synthesis of cam mechanisms taking into account the contact interaction of elements of the higher pair. PhD eng. sci. diss.]. Omsk, 2005. 165 p.

22. Podgornyi Yu.I. *Metody issledovaniya zapravok, ikh sintez i razrabotka kriteriev optimal'nosti uslovii ekspluatatsii tkatskikh stankov pri formirovanii plotnykh tkanei.* Diss. dokt. tekhn. nauk [Research methods refills, their synthesis and development of criteria of optimality conditions looms in the formation of dense tissue. Dr. eng. sci. diss.]. Kostroma, 1990. 541 p.

23. Podgornyi Yu.I., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V. Issledovanie zakona dvizheniya kulachkovogo mekhanizma s uchetom deformatsii konstruktivnykh elementov [Investigation of the cam mechanism motion law with structural elements deformations]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya "Tekhnicheskie nauki" = Vestnik of Samara State Technical University. Technical Sciences Series*, 2014, no. 3, pp. 115–122.

24. Podgornyj Yu.I., Skeeba V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Skeeba P.Yu. Proektirovanie kulachkovogo mekhanizma s uchetom tekhnologicheskoi nagruzki i energeticheskikh zatrat [Cam mechanism designing with

account of the technological load and energy costs]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2017, no. 2, pp. 17–27. DOI: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27.

25. Shan Bao Pin. *Issledovanie batannogo mekhanizma tkatskikh stankov tipa STB i razrabotka tekhnicheskikh meropriyatii po uvelicheniyu ego resursa*. Diss. kand. tekhn. nauk. [Investigation of the weaving mechanism of STB type looms and development of technical measures to increase its resource. PhD. eng. sci. diss.]. Ivanovo, 2005. 183 p.

26. Lushnikov S.V., Belyi M.A. Issledovanie vozmozhnosti uravnoveshivaniya sil na glavnom valu tkatskikh stankov STB s ispol'zovaniem kulachkov-razgruzhatelei [Investigation of the possibility of balancing forces on the main shaft of STB looms using fist-unloaders]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti = Proceedings of Higher Educational Institutions. Technology of the textile industry*, 2009, no. 2S, pp. 85–88.

27. Gusev V.A., Danilov V.V., Tsvetkov D.M., Smirnov A.B. Razrabotka metodiki otsenki geometricheskoi tochnosti profilei kulachkov batannogo mekhanizma stanka STB [Development of a methodology for evaluating the geometric accuracy of the cams of the sley mechanism of the STB machine]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti = Proceedings of Higher Educational Institutions. Technology of the textile industry*, 2007, no. 6S, pp. 92–97.

28. Terekhina A.O., Solov'ev A.B. Modernizirovannyi kulachkovyi privod batannogo mekhanizma tkatskogo stanka tipa STB [Modernized cam drive for the sley mechanism of the STB loom]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Tekhnologiya tekstil'noi promyshlennosti = Proceedings of Higher Educational Institutions. Technology of the textile industry*, 2004, no. 2, pp. 80–83.

29. Podgornyj Yu.I., Skeeba V.Yu., Martynova T.G., Pechorkina N.S., Skeeba P.Yu. Kinematic analysis of crank-cam mechanism of process equipment. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 327, p. 042080. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042080.

30. Podgornyj Yu.I., Skeeba V.Yu., Kirillov A.V., Martynova T.G., Skeeba P.Yu. Motion laws synthesis for cam mechanisms with multiple follower displacement. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 327, p. 042079. DOI: 10.1088/1757-899X/327/4/042079.

Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2019 The Authors. Published by Novosibirsk State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).