

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С УЧЕТОМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ*

Ю.И. ПОДГОРНЫЙ^{1,2}, доктор техн. наук, профессор

В.Ю. СКИБА¹, канд. техн. наук, доцент

А.В. КИРИЛЛОВ^{1,3}, канд. техн. наук, доцент

О.В. МАКСИМЧУК², канд. техн. наук, доцент

П.Ю. СКИБА¹, студент

(¹НГТУ, г. Новосибирск,

²НТИ (филиал) РГУ им. А.Н. Косыгина, г. Новосибирск,

³НГПУ, г. Новосибирск)

Поступила 11 января 2017

Рецензирование 10 февраля 2017

Принята к печати 14 апреля 2017

Скиба В.Ю. – 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20,
Новосибирский государственный технический университет,
e-mail: skeeba_vadim@mail.ru

Рассматриваются вопросы проектирования кулачковых механизмов. Анализ научной литературы по данному вопросу показывает, что в настоящее время синтез законов движения кулачковых механизмов производится в основном без учета энергетических затрат. Рассматриваются основные критерии, включающие фазовые углы, законы, представленные либо в аналитической форме, либо в виде таблиц профиля кулачка. Целью настоящей работы является разработка методики синтеза законов движения кулачкового механизма с учетом энергетических затрат от полезной нагрузки, момента сил инерции, сил упругости элементов механизма и энергии, развиваемой ведомым звеном. Актуальность исследования обусловлена отсутствием единой методики, позволяющей учитывать энергетические затраты при проектировании механизмов. При проведении исследований рассмотрена расчетная модель батанного механизма ткацкого станка типа СТБ. Для определения энергетических затрат механизма вычислены значения работы, израсходованной на преодоление сил сопротивления от действия технологической нагрузки, работы от сил инерции механизма, энергии, расходуемой на упругие деформации элементов механизма. При проведении расчетов использован математический пакет MathCad. Анализ результатов расчетов указывает, что определенные виды тканей при существующих в настоящее время параметрах конструкции батанного механизма вырабатываться не могут. В результате проведенных исследований предложена методика синтеза кулачковых механизмов для технологических машин, включающая определение энергетических затрат от полезной нагрузки, сил инерции, момента на ведомом валу кулачкового механизма. Теоретические исследования апробированы на модели конкретной машины – станок ткацкий типа СТБ. Синтезирован закон движения механизма прибора уточных нитей. Предложен новый профиль кулачка в виде таблицы радиусов-векторов. Полученные результаты позволяют разграничить ассортиментные возможности ткацких машин по величине технологического усилия и рекомендовать предприятиям наиболее рациональные режимы работы оборудования.

Ключевые слова: проектирование механизмов, кулачковый механизм, синтез закона движения, деформации конструктивных элементов, несущая система, технологическая машина, энергия деформации, технологическая нагрузка, ткацкая машина СТБ.

DOI: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27

* Работа выполнена при финансовой поддержке в рамках Тематического плана НИР НГТУ по проекту ТП-ПТМ-1_17.

Введение

Применение кулачковых механизмов, выполняющих прерывистые движения ведомых звеньев, ставит задачу всестороннего и полного изучения закономерностей движения рабочих органов. Решение этой задачи становится особенно актуально в связи со значительными энергетическими затратами для момента осуществления технологической операции, а также для механизмов, работающих в условиях повышенных динамических режимов [1–8].

Вопросам проектирования кулачковых механизмов посвящено большое количество исследований. Значительный вклад в синтез законов движения внесли отечественные и зарубежные ученые [9–18].

За последние годы опубликован ряд работ, посвященных синтезу законов движения кулачковых механизмов. В работе Г.Б. Алехиной представлен универсальный метод оптимального многокритериального синтеза плоских кулачковых механизмов, ориентированный на использование аналитических приемов динамического программирования и диалогового режима общения с персональным компьютером и получаемыми результатами. Предложен алгоритм ввода и обработки исходной информации в соответствии с изопараметрическими, граничными и дополнительными кинематическими условиями формирования законов движения; составлены алгоритмы, позволяющие вести синтез кулачковых механизмов по типовым критериям качества, а также параметрические комплексы, связанные с контактными напряжениями и износом элементов высшей пары и являющиеся по форме общими для рассматриваемой группы механизмов [19].

В работе Е.В. Рыбниковой отмечается, что расширение эксплуатационных возможностей кулачковых механизмов требует дальнейшего совершенствования методов их расчета, учета динамических особенностей и составления уточненного описания свойств, которые ранее оставались либо незамеченными, либо их учет был связан с определенными математическими трудностями. Последнее во многом касается динамики кулачковых механизмов как нелинейных механических систем, содержащих нестационарные связи. Работа содержит исследование ди-

намики типовых кулачковых механизмов и разработку методики их синтеза с учетом упругого контактного взаимодействия элементов высшей пары. При этом входная кинематическая цепь и толкатель как выходное звено принимаются абсолютно жесткими, учитывается упругая податливость соединения элементов высшей пары механизма [20].

В работе М.В. Лукина рассмотрен синтез законов движения механизмов кулачкового типа с применением ряда Фурье и использованием жестких и упругих моделей. Предложена методика рационального выбора динамических характеристик кулачковых механизмов за счет корректировки существующих законов движения, представленных в табличном или аналитическом виде с использованием ряда Фурье. Отмечено, что синтез кулачкового механизма необходимо производить на основе динамической модели механизма, учитывающей его упругие и диссипативные свойства, а также суммарную динамическую нагрузку в начале движения системы [21].

Однако практика эксплуатации ткацких станков указывает на то, что при выработке плотных тканей некоторые артикулы не могут вырабатываться на данном оборудовании. В период прибоа уточных нитей к опушке ткани энергии, развиваемой двигателем, оказывается недостаточно [22]. В связи с этим ставится задача изучения этого явления и введения дополнительных условий при синтезе закона движения кулачкового механизма, осуществляющего прибой уточных нитей.

В работе авторов настоящей статьи [23] рассматриваются вопросы синтеза закона движения кулачкового механизма на основе анализа классических законов. Предложен алгоритм синтеза закона движения, позволяющий учитывать энергию, развиваемую механизмом, энергию, затраченную для формирования тканей, а также энергию, которая идет на деформацию остовов и элементов механизма прибоа. Показано, что часть энергии, которая затрачивается на деформацию несущей системы и элементов ткацкого станка, можно свести к минимуму рядом конструктивных изменений. Для этой цели выполнены конструктивные мероприятия по увеличению жесткости несущей и скальной систем [24–26]. В результате проведенных

исследований предложен новый закон движения механизма прибора, позволяющий снизить энергетические потери по сравнению с существующим законом, применяющимся в ткацких станках серийного производства.

Анализ перечисленных работ говорит о том, что в настоящее время синтез законов движения кулачковых механизмов производится в основном без учета энергетических затрат.

Действие технологической нагрузки для механизмов данного типа приходится главным образом на отрицательные участки графика ускорений. Энергия, которая расходуется на преодоление полезных сопротивлений, зависит от мощности на ведомом валу и его угловой скорости.

В связи с этим при синтезе кулачковых механизмов необходимо учитывать следующие факторы:

- цикловую диаграмму работы механизма в цикле станка (фазовые углы работы механизма);
- ход ведомого звена (толкателя или коромысла);
- ограничения на полезную нагрузку с учетом соотношения величин этой нагрузки и момента от сил инерции;
- энергию, развиваемую на ведомом звене (ее должно быть достаточно для осуществления всех видов энергетических затрат).

Кроме того, следует учитывать все требования для проектирования механизмов кулачкового типа: плавность и непрерывность кривой графика ускорений; отсутствие разрывов первого и второго рода.

Целью настоящей работы является разработка методики синтеза законов движения механизма прибора уточных нитей с учетом энергетических затрат от полезной нагрузки, момента сил инерции, сил упругости элементов механизма и энергии, развиваемой ведомым звеном.

Расчетная модель

В качестве объекта исследования был выбран механизм прибора уточных нитей бесчелночного ткацкого станка типа СТБ (батанный механизм) [23]. Конструктивная схема механизма представлена на рис. 1.

Кулачковый механизм (см. рис. 1) работает следующим образом: ведомый вал 5 получает

вращательное движение от кулачков 2 и 3, укрепленных на главном валу 1, и роликов 4. Кулачки сообщают возвратно-качательное движение валу 5, на котором закреплены лопасти 6 и брус 7, несущий бердо 8.

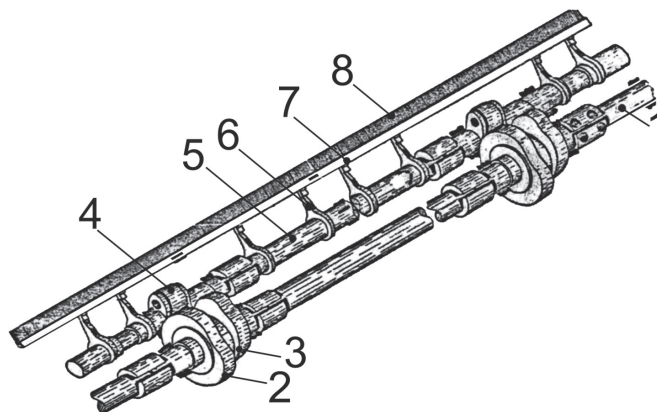


Рис. 1. Конструктивная схема кулачкового механизма

На основании [22] для работы этого механизма станков СТБ 180 и СТБ 220 всего по цикловой диаграмме отводится 140° , из которых 70° – на прямой ход и 70° – на обратный. В соответствии с конструктивными требованиями перемещение ведомого звена кулачкового механизма должно составлять 25 мм. Кроме того, величина момента сил полезных сопротивлений от действия технологического усилия не должна превышать величины суммарного значения момента от сил инерции (отрицательных и положительных значений). В момент прибора уточных нитей к опушке ткани происходит деформация составляющих элементов ткацкого станка [24–26]. Анализ результатов исследований указывает на то, что основная деформация системы приходится на несущую и скальную систему. В связи с этим при синтезе закона движения механизма прибора следует учитывать эти деформации, так как они требуют определенных затрат энергии.

Методика исследований и проектирования

На первом этапе были проведены исследования закона, представленного в виде циклоиды. Все расчеты проводились в математическом пакете Mathcad. Полный ход рабочего органа по цикловой диаграмме составляет 140° . Закон движения записывается в виде

$$h = \frac{h_{\max}}{\pi} \left[\frac{\pi\theta}{\beta} - \frac{1}{2} \sin \left(\frac{2\pi\theta}{\beta} \right) \right], \quad (1)$$

где h_{\max} – максимальное значение перемещений; θ – текущий угол; β – угол кривой.

Ускорения ведомого звена механизма определяются в виде

$$a(t) = \frac{d^2}{dt^2} h(t). \quad (2)$$

График ускорений ведомого звена представлен на рис. 2.

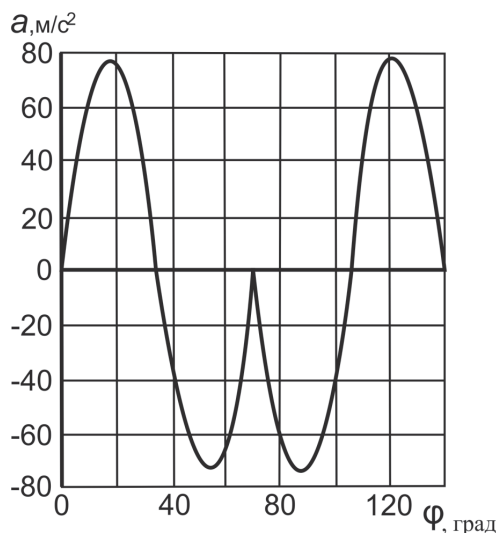


Рис. 2. График ускорений ведомого звена

Технологическое усилие для этого механизма представляет собой синусоидальный или треугольный импульс с его максимальной амплитудой при 70° по цикловой диаграмме. В этот момент ускорения равны нулю (см. рис. 2). В таком случае технологическое усилие полностью окажется на положительном участке ускорений, так как оно не встретит сопротивления от действия сил инерции, величину которых можно определить из выражения

$$M_{\text{и}} = \varepsilon J_0, \quad (3)$$

где ε – угловое ускорение ведомого звена механизма; J_0 – момент инерции массы относительно оси качания механизма прибора уточных нитей.

Угловое ускорение ведомого звена определяется:

$$\varepsilon = a^\tau / l, \quad (4)$$

где a^τ – величина тангенциального ускорения (берется из графика, см. рис. 2); l – длина коромысла.

Для дальнейшего исследования изменим закон ускорений, для чего сформируем матрицу значений ускорений, включающую в себя два столбца и 29 строк. Первый столбец соответствует значениям углов поворота кулачка, второй – амплитудным значениям ускорений. Отсортируем их по возрастанию и убыванию, обработаем сплайнами и проинтерполируем полученные значения ускорений. В результате изменения значений матрицы на участке от 35 до 105° получен новый отмасштабированный закон ускорений, представленный на рис. 3.

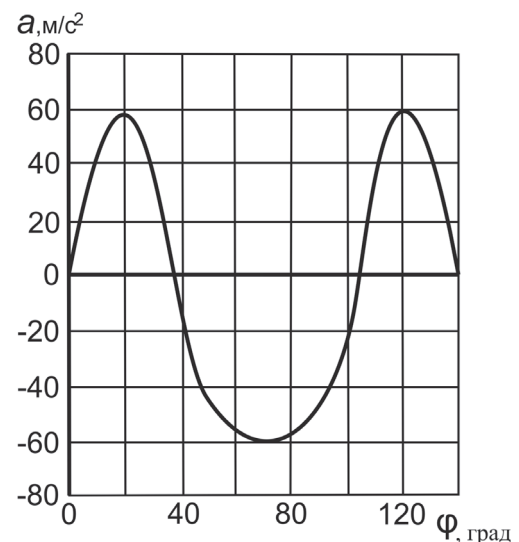


Рис. 3. Ускорения нового отмасштабированного закона ускорений

Скорость для нового закона можно найти из выражения

$$V(t) = \frac{\int_0^t a(t) dt}{\mu}, \quad (5)$$

где μ – масштабный коэффициент, связанный с численным интегрированием.

График скорости приведен на рис. 4.

Для определения энергетических затрат механизма прибора уточных нитей необходимо определить работу, затраченную на преодоление сил сопротивления от действия технологической нагрузки, работу от сил инерции механизма, энергию, затраченную на упругие деформации.

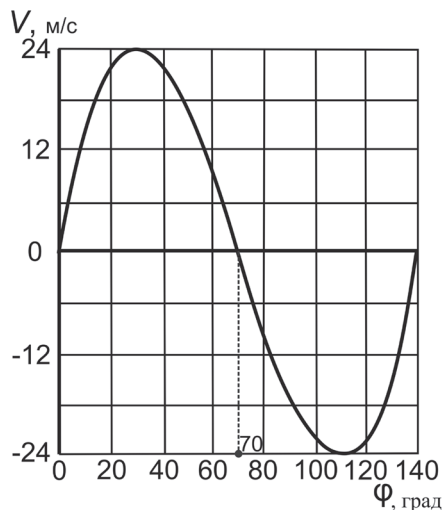


Рис. 4. График скорости ведомого звена для нового закона

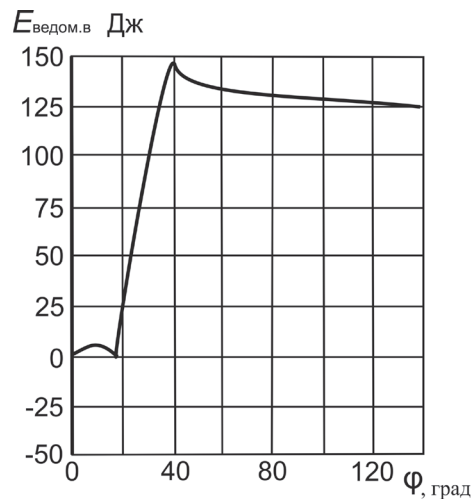


Рис. 5. График энергии, развиваемой ведомым валом механизма

Энергию ведомых частей механизма можно определить исходя из технических характеристик станка СТБ: мощность на ведущем валу механизма – 2,046 кВт с учетом КПД клиноременной передачи; частота вращения ведущего вала механизма 240 мин^{-1} . Момент на ведомом валу (без учета КПД кулачкового механизма) определяется по формуле

$$M_{\text{ведом.в}} = \frac{Pl}{V}, \quad (6)$$

где $M_{\text{ведом.в}}$ – момент на ведомом валу кулачкового механизма; P – мощность на ведущем валу кулачкового механизма; V – скорость ведомого звена; l – длина коромысла.

Тогда энергия на ведомом валу механизма определится в виде

$$E_{\text{ведом.в}}(t) = \int_0^t M_{\text{ведом.в}}(t) dt. \quad (7)$$

График энергии, развиваемой на ведомом валу, приведен на рис. 5.

Энергия, развиваемая от действия момента от сил инерции, определяется из выражения:

$$E_{\text{и}}(t) = \int_0^t M_{\text{и}}(t) dt, \quad (8)$$

где $M_{\text{и}}(t) = \varepsilon(t)J_o$; $\varepsilon(t)$ – угловое ускорение ведомого звена (ведомого вала); J_o – момент инерции массы ведомого звена (сборки ведомого вала).

График энергии от момента сил инерции изображен на рис. 6.

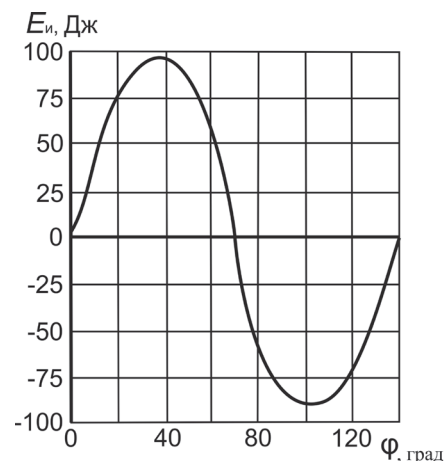


Рис. 6. График энергии от сил инерции, развиваемой ведомым звеном

Для определения энергии от действия технологической нагрузки необходимо знать ее величину, фазовый угол и характер действия (рис. 7).

Энергию от действия сил прибоа определим из выражения

$$E_{\text{пр}}(t) = \int_0^t M_{\text{пр}}(t) dt. \quad (9)$$

Момент от сил прибоа определяется в соответствии с выражением

$$M_{\text{пр}}(t) = F_{\text{пр}}(t)h, \quad (10)$$

где $F_{\text{пр}}(t)$ – усилие прибоа, необходимое для формирования ткани (согласно рис. 7) и зависит от угла поворота φ ; h – плечо силы.

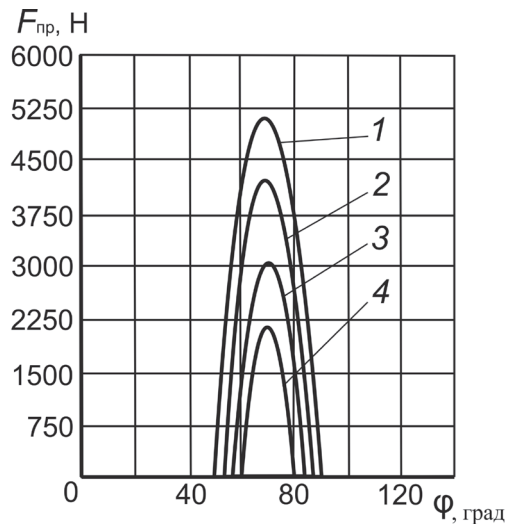


Рис. 7. График технологической нагрузки при усилиях прибора:
1 – 5300 Н; 2 – 4000 Н; 3 – 3000 Н; 4 – 2200 Н

В результате расчетов, проведенных для величины усилия 2000 Н (см. рис. 7, кривая 4), получен график энергии $E_{пр}(t)$, который имеет вид, представленный на рис. 8.

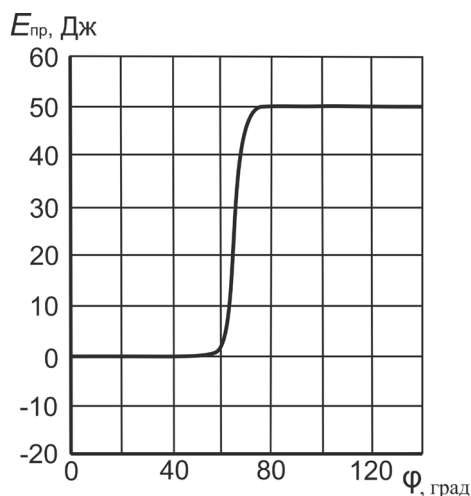


Рис. 8. График энергии от технологической нагрузки при усилии прибора 2000 Н

Аналогично приведенному примеру были рассчитаны энергетические затраты и для других значений усилий, показанных на рис. 7.

Величина суммарной энергии определяется из выражения

$$E_{\text{сум}} = E_{\text{и}} + E_{\text{ведом.в}} + E_{\text{упр.кол}} + E_{\text{пр}} \quad (11)$$

где $E_{\text{сум}}$ – суммарное значение энергий; $E_{\text{и}}$ – энергия от сил инерции; $E_{\text{ведом.в}}$ – энер-

гия, развиваемая ведомым валом механизма; $E_{\text{упр.кол}}$ – энергия от сил упругости; $E_{\text{пр}}$ – энергия от сил прибора.

В работе не приводятся данные энергетических затрат, идущих на упругие колебания ($E_{\text{упр.кол}}$), из-за большого объема вычислений, а также в связи с тем, что их значения на порядок меньше, чем от сил полезного сопротивления и сил инерции.

График суммарной энергии от вышеперечисленных факторов показан на рис. 9.

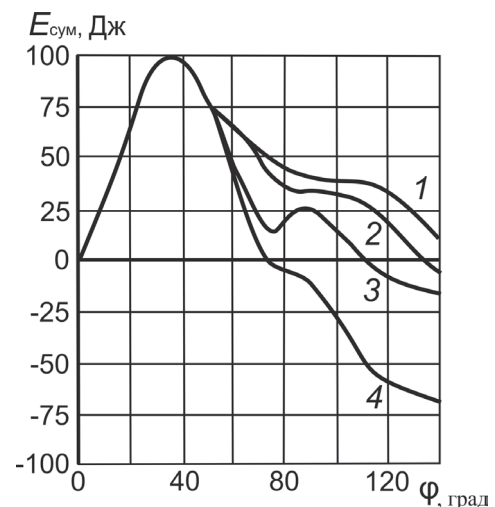


Рис. 9. График суммарной энергии

Для определения конструктивных параметров механизма необходимо знать перемещения ведомого звена. Их можно определить по формуле

$$S(t) = \frac{\int_0^t V(t) dt}{\sigma}, \quad (12)$$

где σ – масштабный коэффициент, связанный с численным интегрированием.

Результаты и обсуждение

В результате проведенной работы получены графики суммарной энергии, представленные на рис. 9 (варианты 1–4), которые указывают на то, что часть графиков (1–3) для момента прибора уточных нитей (60...80°) находятся в положительной области, а график 4 пересекает нулевую линию и находится в отрицательной области. Графики 1–3 соответствуют наличию положительной энергии, которая необходима для фор-

мирования тканей с усилиями прибора от 2000 и до 4500 Н, а график 4 с усилием прибора 6500 Н указывает на то, что такие ткани при данных параметрах конструкции механизма прибора уточных нитей вырабатываться не могут.

Получены численные значения радиусов-векторов кулачка в виде таблицы (см. таблицу). При выполнении расчетов минимальный радиус кулачка принят равным 90 мм. Значения радиусов-векторов приведены с шагом 5° угла поворота ведущего вала.

Выводы

1. В результате проведенных исследований установлено, что в настоящее время синтез кулачковых механизмов проводят только по основным критериям, включающим фазовые углы, законы, представленные либо в аналитической форме, либо в виде таблиц профиля.

2. При проектировании механизмов подобного типа учитывают такие параметры, как максимальные углы давления, значения радиусов кривизны профиля, но не учитываются необходимая

энергия для осуществления полезной работы, работа от сил инерции, работа, которая затрачивается как на деформацию самого механизма, так и на составляющие элементы всей машины.

3. Авторами предлагается методика синтеза кулачковых механизмов для технологических машин, включающая в себя определение энергетических затрат:

- от полезной нагрузки;
- сил инерции;
- момента на ведомом валу кулачкового механизма.

4. Теоретические исследования апробированы на модели конкретной машины (станок ткацкий типа СТБ), синтезирован закон движения механизма прибора уточных нитей, предложен новый профиль кулачка в виде таблицы радиусов-векторов.

5. Кривые энергетических затрат, представленные на рис. 9, позволяют разграничивать ассортиментные возможности ткацких машин по величине технологического усилия и рекомендовать предприятиям наиболее рациональные режимы работы оборудования.

Значения радиусов-векторов в зависимости от угла поворота кулачка

№ п/п	Угол профиля, град	Значения радиуса-вектора, мм	№ п/п	Угол профиля, град	Значения радиуса-вектора, мм
1	0	90	16	75	114,619
2	5	90,057	17	80	113,68
3	10	90,034	18	85	112,127
4	15	91,369	19	90	110,000
5	20	92,975	20	95	107,383
6	25	95,251	21	100	104,408
7	30	98,086	22	105	101,024
8	35	101,239	23	110	98,086
9	40	104,408	24	115	95,251
10	45	107,383	25	120	92,977
11	50	110,000	26	125	91,369
12	55	112,127	27	130	90,434
13	60	113,068	28	135	90,057
14	65	114,619	29	140	0,000
15	70	114,933	30	145	0,000

Список литературы

1. 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.
2. Myszka D.H. *Machines & mechanisms: applied kinematic analysis*. – 4th ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2012. – 376 p. – ISBN-10: 0132157802. – ISBN-13: 978-0132157803.
3. 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.
4. 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.
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. Rothbart H.A. *Cam design handbook*. – New York: McGraw-Hill Professional Publ., 2003. – 606 p. – ISBN-10 0071377573. – ISBN-13: 978-0875841830.
7. 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.
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 вузов*. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с. – ISBN 5-02-013810-X.
10. Вульфсон И.И. *Динамика цикловых машин*. – СПб.: Политехника, 2013. – 425 с. – ISBN 978-5-7325-1024-9.
11. 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.
12. 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.
13. Фролов К.В. *Теория механизмов и машин*. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
14. 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.
15. 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.
16. 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.
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 НГТУ, 2011. – 219 с.
19. Алехина Г.Б. *Многокритериальный синтез кулачковых механизмов с неформальным заданием законов движения толкателя: дис. ... канд. техн. наук*: 05.02.18. – Омск, 2000. – 174 с.
20. 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.
21. 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.
22. Подгорный Ю.И. *Методы исследования заправов, 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. *Моделирование несущих систем технологических машин* / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, В.Н. Пушнин, И.А. Ерохин, Д.Ю. Корнев // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2014. – № 2 (63). – С. 91–99.
25. *Выбор конструктивных параметров несущих систем машин с учетом технологической нагрузки* / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, Д.В. Лобанов, В.Р. Глейм, А.К. Жигулев, О.В. Саха // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2015. – № 4 (69). – С. 51–60. – doi: 10.17212/1994-6309-2015-4-51-60.
26. *Определение жесткостных характеристик и энергии деформации несущих систем технологических машин* / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, Т.Г. Мартынова, Д.В. Лобанов, И.С. Филатов, П.Ю. Скиба // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2016. – № 4 (73). – С. 24–33. – doi: 10.17212/1994-6309-2016-4-24-33.

OBRABOTKA METALLOV

(METAL WORKING AND MATERIAL SCIENCE)

N 2 (75), April – June 2017, Pages 17–27

Cam mechanism designing with account of the technological load and energy costs**Podgornyj Yu. I.**^{1,2}, D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: pjui@mail.ru**Skeeba V. Yu.**¹, Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: skeeba_vadim@mail.ru**Kirillov A. V.**^{1,3}, Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: kirillovalvs@mail.ru**Maksimchuk O. V.**², Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: ovmak@mail.ru**Skeeba P. Yu.**¹, Student, e-mail: skeeba@rambler.ru¹Novosibirsk State Technical University, 20 Prospect K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation²Novosibirsk Technological Institute (branch) Russian State University named after A.N. Kosygin (Technology. Design. Art), 35 Krasny prospect (5 Potaninskaya st.), Novosibirsk, 630099, Russian Federation³Novosibirsk State Pedagogical University, 28 Viluiskaya st., Novosibirsk, 630126, Russian Federation**Abstract**

The problems of the cam mechanisms designing are discussed. The analysis of scientific literature on this problem indicates that today the synthesis of motion laws is usually performed without account of energy costs. The main criteria including phase angles and laws presented either in the analytic form or as tables of the cam profile are considered. The goal of the present study was to develop the method for synthesis of the motion laws of a cam mechanism with the account of energy costs from the payload, moment of inertia force, elastic forces of the mechanism elements and energy of the slave unit. This study is relevant due to the lack of uniform methodology taking into account energy costs during the mechanism design. A computational model of the slay mechanism of STB loom was used in the study. The values of work used to overcome resistance from the technological load, work from the mechanism inertia forces and energy used for elastic deformations of the mechanism elements were calculated to determine the energy costs of the mechanism. The mathematical package MathCad was used in the calculations. The analysis of the calculation results indicates that certain types of fabrics cannot be produced using existing parameters of the slay mechanism. A method for synthesis of cam mechanisms for technological machines including determination of energy costs from the payload, inertia forces and moment on the slave shaft of the cam mechanism was suggested on the basis of the performed studies. The theoretical studies were tested using a model of a particular machine – STB loom. The motion law of the slay mechanism was synthesized. A new profile of the cam in the form of the radius-vector table was suggested. The obtained results make it possible to discriminate assortment abilities of weaving machines by the values of the technological force and recommend their most efficient operation modes to factories.

Keywords

mechanism design, cam mechanism, synthesis of motion law, deformation of construction elements, load-carrying system, technological machine, deformation energy, technological load, STB loom

DOI: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27

References

1. 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.
2. Myszka D.H. *Machines & mechanisms: applied kinematic analysis*. 4th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson Publ., 2012. 376 p. ISBN-10: 0132157802. ISBN-13: 978-0132157803.
3. Mott R.L. *Machine elements in mechanical design*. 5th ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson Publ., 2013. 816 p. ISBN-10: 0135077931. ISBN-13: 978-0135077931.
4. 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.
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. Rothbart H.A. *Cam design handbook*. New York, McGraw-Hill Professional Publ., 2003. 606 p. ISBN-10 0071377573. ISBN-13: 978-0875841830.
7. 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.
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. Vul'fson I.I. *Dinamika tsiklovyykh mashin* [Dynamics of cyclic machines]. St. Petersburg, Politekhnik Publ., 2013. 425 p. ISBN 978-5-7325-1024-9.
11. 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.
12. 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.
13. Frolov K.V. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1987. 496 p.
14. 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.
15. 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.
16. 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.
17. Podgorniy 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. Podgorniy 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. Alekhina G.B. *Mnogokriterial'nyi sintez kulachkovykh mekhanizmov s neformal'nym zadaniem zakonov dvizheniya tolkatel'ya*. 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.
20. 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.
21. 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.
22. Podgorniy 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. Podgorniy 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. Podgorniy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Pushnin V.N., Erokhin I.A., Kornev D.Yu. *Modelirovanie nesushchikh sistem tekhnologicheskikh mashin* [Modeling of the technological machines support systems]. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2014, no. 2 (63), pp. 91–99.
25. Podgorniy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Lobanov D.V., Gleim V.R., Zhigulev A.K., Sakha O.V. *Vybor konstruktivnykh parametrov nesushchikh sistem mashin s uchetom tekhnologicheskoi nagruzki* [Selection of form factors of machine carrying systems in reliance on the process duty]. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2015, no. 4 (69), pp. 51–60. doi: 10.17212/1994-6309-2015-4-51-60.

26. Podgornyy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Martynova T.G., Lobanov D.V., Filatov I.S., Skeebe P.Yu. Opredelenie zhestkostnykh kharakteristik i energii deformatsii nesushchikh sistem tekhnologicheskikh mashin [Determination of the rigidity and deformation energy of the technological machine load-carrying systems]. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty)* = *Metal Working and Material Science*, 2016, no. 4 (73), pp. 24–33. doi: 10.17212/1994-6309-2016-4-24-33.

Funding

This study was supported by a NSTU grant (project No. ТП-ИТМ-1_17)

Article history

Received 11 January 2017

Revised 10 February 2017

Accepted 14 April 2017