



# Обработка металлов (технология • оборудование • инструменты)

Сайт журнала: [http://journals.nstu.ru/obrabotka\\_metallov](http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov)



## Особенности циклограммирования машины с учетом взаимодействия звеньев механизмов с упорами

Юрий Подгорный<sup>1, 2, a</sup>, Ольга Максимчук<sup>2, b, \*</sup>, Александр Кириллов<sup>1, 3, c</sup>, Вадим Скиба<sup>1, d</sup>

<sup>1</sup> Новосибирский государственный технический университет, пр. К. Маркса, 20, г. Новосибирск, 630073, Россия

<sup>2</sup> Новосибирский технологический институт (филиал) РГУ им. А.Н. Косыгина, Красный пр., 35 (ул. Потанинская, 5), г. Новосибирск, 630099, Россия

<sup>3</sup> Новосибирский государственный педагогический университет, ул. Вилюйская, 28, г. Новосибирск, 630126, Россия

<sup>a</sup> <http://orcid.org/0000-0002-1664-5351>, [pjui@mail.ru](mailto:pjui@mail.ru), <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0001-6976-1164>, [ovmak@mail.ru](mailto:ovmak@mail.ru),

<sup>c</sup> <http://orcid.org/0000-0002-8142-2787>, [kirillovalvs@mail.ru](mailto:kirillovalvs@mail.ru), <sup>d</sup> <http://orcid.org/0000-0002-8242-2295>, [skeeba\\_vadim@mail.ru](mailto:skeeba_vadim@mail.ru)

### ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 621.835.2

#### История статьи:

Поступила: 14 декабря 2017

Рецензирование: 12 января 2018

Принята к печати: 12 февраля 2018

Доступно онлайн: 15 марта 2018

#### Ключевые слова:

Циклограмма машины

Кулачковый механизм

Динамическая модель

Удар

Закон движения

Оптимизация циклограммы

#### Финансирование:

Результаты были получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России, код проекта: 9.11829.2018/11.12.

### АННОТАЦИЯ

**Введение.** Рассматриваются вопросы циклограммирования технологической машины с учётом взаимодействия звеньев механизмов с упорами. Анализ научной литературы указывает на то, что в настоящее время вопросы циклограммирования сложных машин с учетом упругодиссипативных характеристик механизмов нуждаются в дальнейшей разработке, так как при оптимизации циклограмм используются упрощённые динамические модели, не учитывающие податливости ведомых звеньев механизмов. Актуальность исследования обусловлена тем, что существующие динамические модели не могут быть использованы для расчета колебаний, возбуждаемых при ударах рабочих органов об ограничительные упоры, при входе в контакт с упругими элементами. **Цель работы:** совершенствование методики синтеза циклограммы технологической машины, позволяющей повысить ее производительность. **В работе исследована** циклограмма технологической машины, представленная в виде математических моделей взаимодействия механизмов с использованием связанных ориентированных графов. В качестве объекта исследования выбран станок ткацкий бесчелночный СТБ – сложная технологическая машина с большим числом исполнительных механизмов, движения которых тесно взаимосвязаны. При решении оптимизационной задачи необходимо увеличить время лимитирующей операции путём сокращения времени выполнения технологических операций в группах механизмов, при этом задача для каждой группы формулируется математически как задача оптимизации на сетевом графике. При проведении исследований рассмотрен механизм подъёмника прокладчиков утка ткацкого станка типа СТБ. **Метод исследования:** оптимизация цикловой диаграммы с использованием динамических моделей механизмов. **Результаты и обсуждение.** Предложены динамические модели механизмов, учитывающие взаимодействие ведомых звеньев с ограничительными упорами. Проведен расчет динамических погрешностей законов движения кулачкового механизма, работающего с ударом об упор, при скорости вращения главного вала  $n = 280 \dots 420$  об/мин. Исследованы колебания механизма на собственной частоте после контакта с упором. Сформулирована ограничительная часть оптимизационной задачи циклограммирования с учетом колебаний исполнительного звена и ударного взаимодействия его с ограничительным упором.

**Для цитирования:** Особенности циклограммирования машины с учетом взаимодействия звеньев механизмов с упорами / Ю.И. Подгорный, О.В. Максимчук, А.В. Кириллов, В.Ю. Скиба // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2018. – Т. 20, № 1. – С. 44–54. – doi: 10.17212/1994-6309-2018-20.1-44-54.

## Введение

Одним из перспективных направлений повышения производительности технологического оборудования является создание машин

с оптимальными циклограммами. В условиях увеличения рабочих скоростей машин при необходимости соблюдения высокой точности позиционирования рабочих органов предъявляются повышенные требования к точности расчетов цикловых диаграмм на основе динамических моделей механизмов.

Современный подход к циклограммированию машин представляет собой оптимизацион-

#### \*Адрес для переписки

Максимчук Ольга Владимировна, к.т.н., доцент  
 Новосибирский технологический институт (филиал) РГУ  
 им. А.Н. Косыгина,  
 Красный пр., 35 (ул. Потанинская, 5),  
 630099, г. Новосибирск, Россия  
 Тел.: 8 (383) 222-79-29, e-mail: [ovmak@mail.ru](mailto:ovmak@mail.ru)

ный синтез цикловой диаграммы на основе математических моделей [1–4].

Циклограммы сложных технологических машин представляют в виде математических моделей взаимодействия механизмов с использованием связанных ориентированных графов [1], сетевых графиков [2], векторных многоугольников [3, 4], которые позволяют автоматизировать процесс их обработки, ставить и решать задачи оптимального синтеза циклограмм.

Следует отметить, что исследования цикловых диаграмм проводятся с применением различных моделей механизмов. В большинстве работ при проектировании цикловых диаграмм рассматриваются модели механизмов машин без учета упругости звеньев [1, 2, 5–12]. При увеличении быстроходности машин такие допущения могут приводить к значительным искажениям кинематических и динамических характеристик [13, 14], которые дополняются колебательными явлениями в механизмах [15–23].

В работах [3, 4, 6] предлагается проводить поиск законов движения исполнительных органов кулачковых механизмов с учетом упругости звеньев, разрывов кинематической цепи, происходящих в результате действия динамических нагрузок, ударов и вибрации. Хотя авторы работ отмечают важность динамических расчетов при проектировании, в то же время они рекомендуют ограничиваться расчетами одного-двух механизмов, определяющих динамику машины [2]. В работе [3] предлагается динамическая модель технологической машины, учитывающая упругодиссипативные характеристики звеньев механизмов.

Проведенный анализ состояния вопроса указывает на то, что наиболее перспективным направлением представления универсальных математических моделей, позволяющих отразить все взаимосвязи между движениями исполнительных органов машины, являются графы. Использование оптимизационных методов теории графов при проектировании циклограммы позволяет проводить анализ и синтез механизмов независимо от отраслевой принадлежности машин-автоматов [1, 2, 4, 7, 8].

Кроме того, при существующих методах оптимизации циклограмм машины используются упрощенные динамические модели, не учитывающие податливости звеньев механизмов, поэто-

му они не могут быть использованы для расчета колебаний, возбуждаемых при ударах рабочих органов об ограничительные упоры.

С учетом сказанного сформулируем цель настоящей работы – совершенствование методики синтеза циклограммы технологической машины, позволяющей повысить ее производительность.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- для существующей модели циклограммы технологической машины (в виде графа) получить модели механизмов с учетом упругих и диссипативных свойств звеньев, позволяющих описывать их поведение в динамических условиях;

- рассчитать погрешности закона движения для механизма, испытывающего ударные нагрузки;

- определить критерии оптимизации для механизмов, осуществляющих ограничение перемещений конечного звена.

## Методика исследований

В качестве объекта исследования выбрана сложная технологическая машина с большим числом исполнительных механизмов, движения которых тесно взаимосвязаны, а именно станок ткацкий бесчелночный (СТБ).

Циклограмма станка представлена на рис. 1 сетевой циклограммой, в которой выделены в виде подграфов группы технологически взаимосвязанных механизмов и лимитирующая операция 10.1–10.2 [8].

В настоящей работе рассматриваются механизмы группы 1, которая состоит из механизма возвратчика уточной нити, механизма подъемника прокладчиков, раскрывателя пружины прокладчиков, раскрывателя пружины возвратчика.

Сетевая циклограмма группы 1 подробно представлена на рис. 2, где отражены последовательность работы и взаимосвязи между движениями механизмов рассматриваемой группы. Вершинами графа являются характерные положения механизмов группы, отмеченные на циклограмме. Каждой вершине графа соответствует время наступления события  $p$ . Ребра графа имеют несколько весовых характеристик: фазовый угол  $t$ , значение максимальных контактных

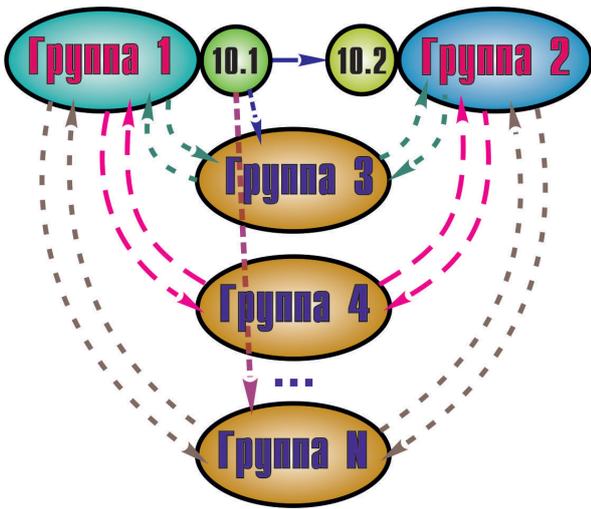


Рис. 1. Сетевая циклограмма станка СТБ

Fig. 1. The network cyclogram of the STB loom

напряжений в высшей паре  $k$  и амплитуду колебаний рабочего органа на соответствующем участке циклограммы  $a$ . Фазовый угол  $t$  для каждого ребра вычисляется как разность времени наступления событий.

Целью оптимизации циклограммы является повышение производительности машины. Для достижения поставленной цели необходимо увеличить время лимитирующей операции. Согласно рис. 1 увеличение длины дуги 10.1–10.2 можно получить, сокращая время выполнения операций в группах.

Оптимизационная задача для каждой группы формулируется математически как задача оптимизации на сетевом графике [24]:

целевая функция:

$$[p(N) - p(1)] \rightarrow \min$$

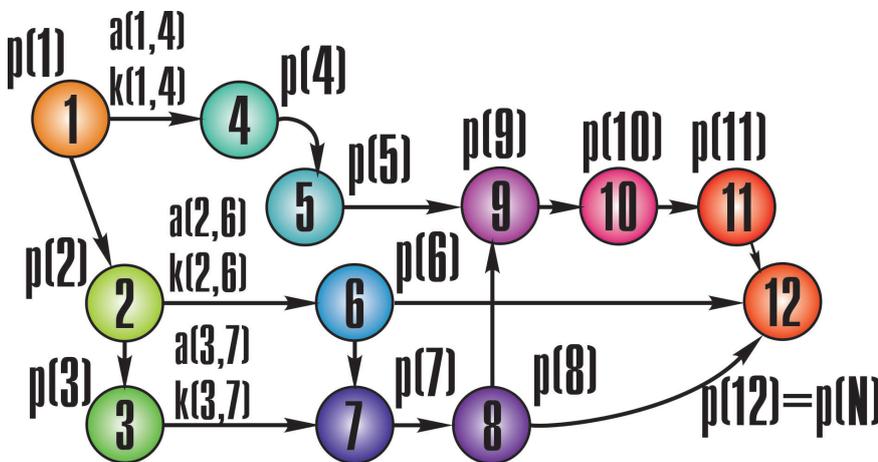


Рис. 2. Сетевая циклограмма группы 1

Fig. 2. The network cyclogram of the first group

при ограничениях

$$p(x) \leq p(y) - t(x, y) \tag{1}$$

для всех дуг  $(x, y)$

$$t(x, y) \geq [\varphi(x, y)],$$

где  $p(x)$  – время наступления события  $x$ ;  $t(x, y)$  – продолжительность операции  $(x, y)$ ;  $[\varphi(x, y)]$  – минимальный допускаемый фазовый угол для операции  $(x, y)$ ;  $N$  – номер последнего события сетевой циклограммы.

Параметрами, определяемыми в процессе оптимизации, являются фазовые углы  $t$ . В ограничительную часть входят максимальные нормальные контактные напряжения в высших парах, а также ограничения, отражающие последовательность операций. Ограничение контактных напряжений на каком-либо участке циклограммы:

$$\sigma_{\max}(t(x, y)) \leq [\sigma_H],$$

где  $[\sigma_H]$  – допускаемое напряжение смятия в высшей паре (преобразовано в ограничение на величину соответствующего фазового угла снизу).

Рассмотрим особенности формулировки ограничительной части в задаче оптимизации циклограммы на примере группы 1.

Рассматриваемая группа механизмов выполняет ответственную операцию передачи уточной нити от возвратчика к прокладчику. Точность, с которой происходит передача нити, должна составлять  $\pm 0,1$  мм. Эта величина является ограничением для амплитуды колебаний исполнительных органов в момент передачи нити.

В проведенных ранее исследованиях циклограммы станка СТБ [9, 10] использована динамическая модель группы механизмов (кулачковых), учитывающая упругодиссипативные характеристики ведущих и ведомых звеньев. Математическая модель сформулирована в виде системы уравнений движения с избыточными координатами. Эта модель позволяет выявить искажения идеальных кинематических функций ведомого звена, которые возникают за счет

крутильных колебаний главного вала станка. Представленная методика решения системы дифференциальных уравнений, моделирующая динамическое поведение механизма, применима только для анализа динамических моделей с медленно меняющимися параметрами [11, 12, 15] и не может быть использована для определения поведения механизмов при периодических взаимодействиях ведомых звеньев с упорами.

В момент касания ведомым звеном упора жесткость системы возрастает по сравнению с жесткостью во время движения к упору, следовательно, изменяются и значения частот свободных колебаний системы.

В настоящей работе в качестве примера рассмотрен механизм группы 1, осуществляющий подъем прокладчиков станка ткацкого бесчелночного типа СТБ, работающего с упором. Ведомое звено механизма подъемника прокладчиков в крайних положениях с натягом прижимается к ограничительным пластинам для точного позиционирования. При подходе исполнительного звена к упору возникает удар и последующие колебания исполнительного звена. Кинематическая схема механизма представлена на рис. 3, где 1 – кулачок пазовый; 2 – ролик; 3 – рычаг; 4 – тяга; 5 – корпус подъемника прокладчиков; 6 – нижний упор; 7 – верхний упор.

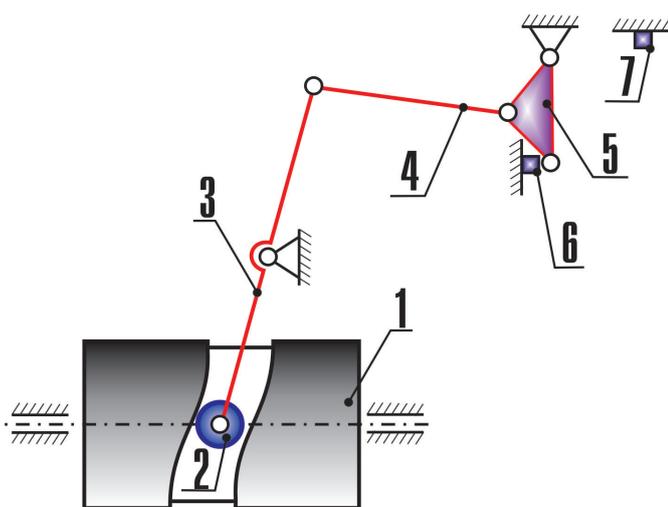


Рис. 3. Кинематическая схема механизма подъемника прокладчиков

Fig. 3. Kinematic scheme of the microshuttle lift mechanism

## Результаты и их обсуждение

Результаты расчетов исследуемого механизма с использованием упомянутой ранее динамической модели [9] представлены на рис. 4.

Расчетные модели механизма для определения частоты собственных колебаний для момента контакта с упором и для момента движения без контакта с упором предлагаются в виде, изображенном на рис. 5 и 6. В момент контакта с упором появляется дополнительная опора в точке  $C$  (см. рис. 6). Ведомую часть механизма представим в виде рычага, имеющего ось вращения  $A$  и несущего приведенную массу  $m_{пр}$ .

Приведенную жесткость найдем по формуле

$$c_{пр} = \frac{3EJ_x}{(a+b)b^2},$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода;  $J_x$  – осевой момент инерции сечения рычага;  $a$ ,  $b$  – длины плеч рычага (см. рис. 5).

Адекватность предложенных расчетных моделей натурным образцам проверена в работе [8]. Расчетное значение частоты собственных колебаний свободной системы  $f = 297$  Гц согласуется с экспериментальным значением  $f = 268$  Гц (относительное отклонение 11 %). Расчетное значение собственной частоты при взаимодействии с упором  $f = 768$  Гц отличается от экспериментального значения  $f = 700$  Гц [8] на 10 %.

Для исследования вынужденных колебаний необходимо определить силу взаимодействия между ведомым звеном и упором  $F_{уд}$ . Для этого следует найти импульс силы  $S_C$  [25]:

$$S_C = \frac{J_A(\omega_1 - \omega_0)}{l}(1+k),$$

где  $\omega_1$ ,  $\omega_0$  – угловая скорость рычага в конце и начале взаимодействия соответственно;  $k$  – коэффициент восстановления ( $k = 5/9$  для стали);  $l$  – длина рычага;  $J_A$  – момент инерции рычага.

Так как в конце взаимодействия  $\omega_1 = 0$ , запишем

$$S_C = F_{уд}\tau = \frac{J_A\omega_0}{l}(1+k),$$

где  $\tau$  – время взаимодействия.

Тогда

$$F_{уд} = \frac{J_A\omega_0(1+k)}{l\tau}.$$

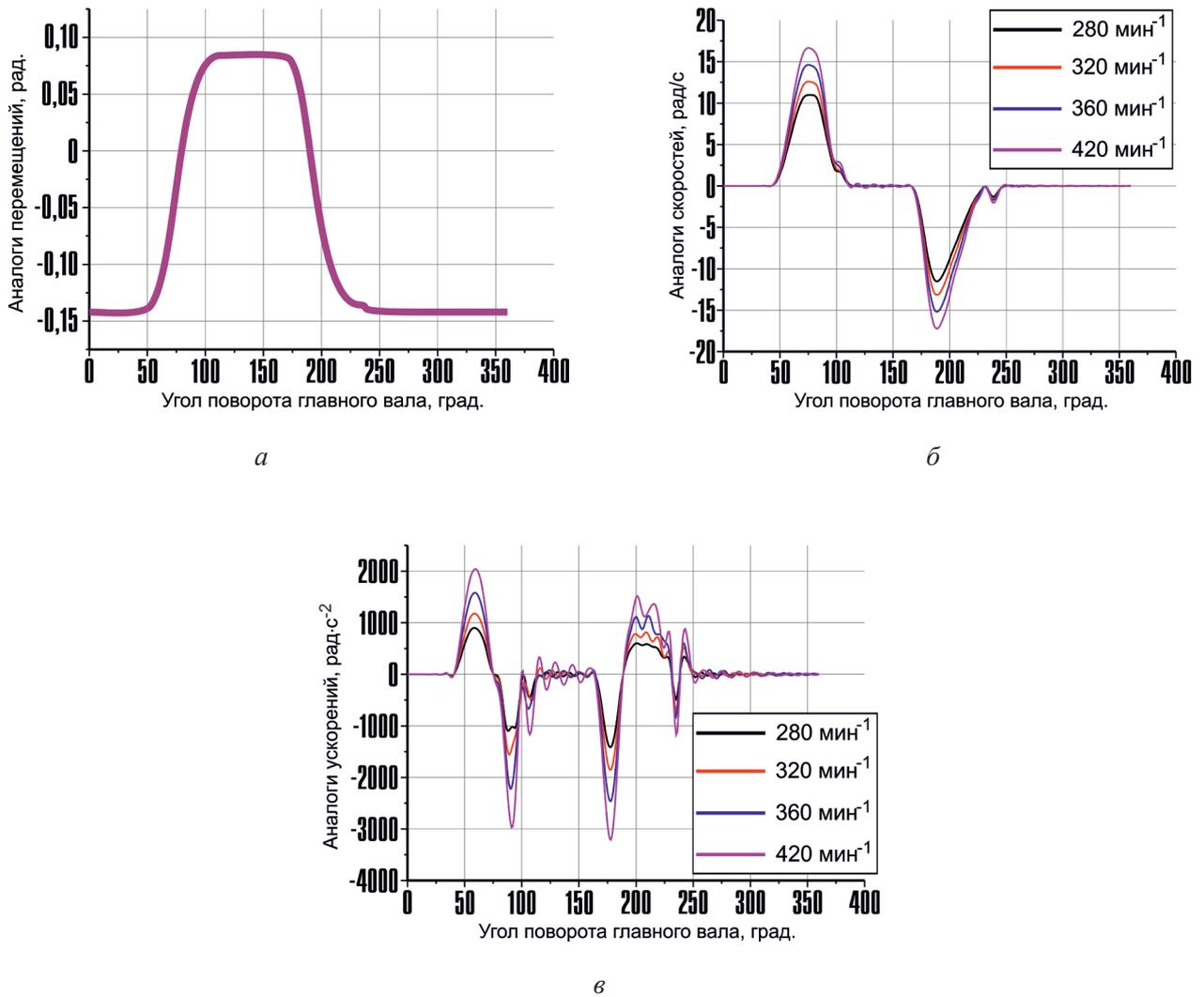


Рис. 4. Графики кинематических характеристик звена привода механизма подъемника прокладчиков, полученные с учетом упругости звеньев при частоте вращения главного вала  $n = 280 \dots 420 \text{ мин}^{-1}$ :

*a* – аналоги перемещений; *б* – аналоги скоростей; *в* – аналоги ускорений

Fig.4. End link kinematic characteristics of the microshuttle lift mechanism calculated with the account of the link elasticity at the main shaft rotation rate  $n = 280 \dots 420 \text{ мин}^{-1}$ :

*a* – movement analogs; *б* – velocity analogs; *в* – acceleration analogs

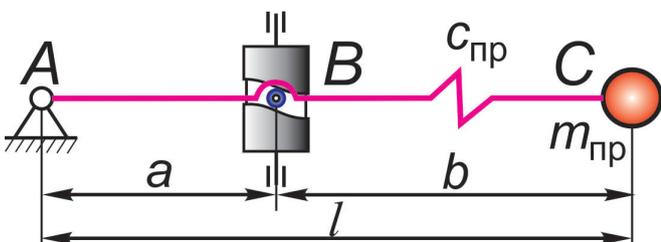


Рис. 5. Схема для расчета приведенной жесткости для момента движения без контакта с упором

Fig. 5. Model for reduced stiffness calculation at the moment before the stop member impact

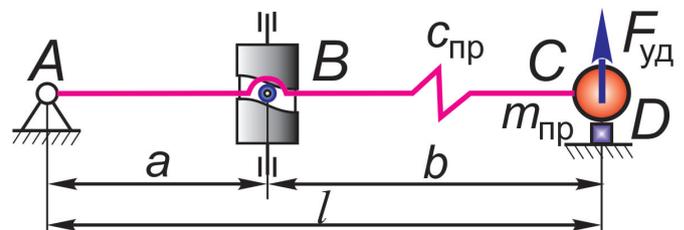


Рис. 6. Схема для расчета приведенной жесткости в момент контакта ведомого звена с жестким упором

Fig. 6. Model for reduced stiffness calculation at the moment of the impact of driven link with the fixed stop member

Задавая время  $\tau$ , определим силу  $F_{уд}$ . Время найдем, предположив, что оно близко к половине периода свободных колебаний системы в соответствии с рекомендациями [25]. Для рассматриваемого механизма  $F_{уд} = 4,137 \dots 6,2$  Н при скорости вращения главного вала 280...420 об/мин.

Рассмотрим колебания системы, представленной одной массой, приведенной к точке С (см. рис. 5). В начальный момент контакта рычага с упором его поведение будем рассматривать как результат воздействия на него вынуждающей силы (см. рис. 6). Составим дифференциальное уравнение, описывающее поведение механизма после контакта с упором.

Дифференциальное уравнение, описывающее вынужденные колебания одномассовой системы от произвольной вынуждающей силы, в соответствии с [26] имеет вид

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + \omega_c^2 q = \frac{1}{a} Q_F(t).$$

Пусть на систему действует динамическая нагрузка  $Q_F(t)$ , которая приводит ее в движение. Закон изменения нагрузки, действующей на ведомое звено, представлен на рис. 7.

В случае, когда на рассматриваемую систему кроме восстанавливающих сил и сил сопротивления с некоторого момента времени  $t_1$  действует возмущающая сила  $Q_F(t_1)$ , за промежуток времени  $dt_1$  эта сила вызывает дополнительное приращение обобщенной скорости  $d\dot{q}_{доп}$  [26].

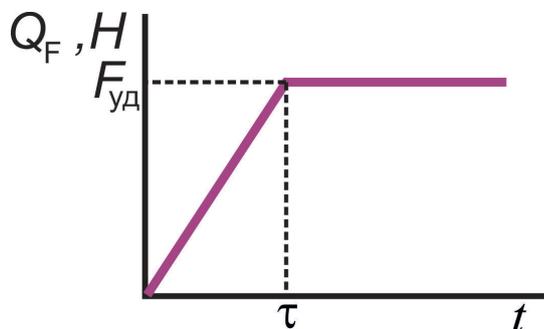


Рис. 7. Закон изменения нагрузки в момент касания ведомым звеном упора

Fig.7. The law of load variation at the moment of contact by the driven link of the stop member

С учетом действия на систему  $d\dot{q}_{доп}$  в течение  $0 \leq t_1 \leq \tau$ , решение уравнения (1) имеет вид [25]

$$q = q_0 e^{-nt} \left( \cos k_1 t + \frac{n}{k_1} \sin k_1 t \right) + \frac{\dot{q}_0}{k_1} e^{-nt} \sin k_1 t + \frac{1}{ak_1} \int_0^{\tau} Q_F(t_1) e^{-n(t-t_1)} \sin k_1(t-t_1) dt_1, \quad (2)$$

где  $k_1 = \sqrt{\omega_c^2 - n^2}$ .

Выражение (2) предлагается использовать, чтобы оценить амплитуду первого отскока ведомого звена после контакта с упором. Вычисления проводятся с использованием математического пакета MathCAD при  $q_0 = 0$ ,  $\dot{q}_0 = \omega_0$ .

Сила  $Q_F(t)$  представлена в виде

$$Q_F(t) = \begin{cases} F_{уд} \frac{t}{\tau} & \text{при } t \leq \tau, \\ F_{уд} \frac{2\tau - t}{\tau} & \text{при } t \geq \tau. \end{cases}$$

Исследования колебания механизма на собственной частоте после контакта с упором проведены с использованием уравнения (2). Амплитуда первого отскока приемника прокладчиков после касания верхней пластины для механизма подъемника прокладчиков составляет 0,022 мм при скорости главного вала 177 об/мин, натяге 0,25 мм. Экспериментальное значение амплитуды для подъемника прокладчиков составляет 0,02 мм [8]. Полученное относительное отклонение расчетного значения составляет 10 %.

Результаты расчетов колебаний приемника прокладчиков после удара об упор при частоте вращения главного вала  $n = 280 \dots 420$  об/мин представлены на рис. 8.

Из полученных данных об амплитуде первого отскока исполнительного звена сформулированы ограничения в оптимизационной задаче (1) в виде линеаризованной зависимости от изменения фазового угла:

$$a(3,7) = -0,003t(3,7) + 0,208,$$

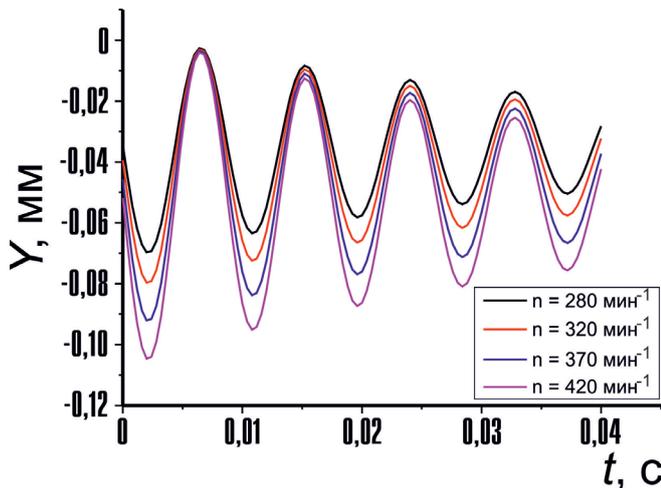


Рис. 8. Колебания приемника механизма подъемника прокладчиков после контакта с верхней пластиной при частоте вращения главного вала  $n = 280 \dots 420 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 8. End link vibrations of the microshuttle lift mechanism after the contact with the upper plate at the speed of the main shaft  $n = 280 \dots 420 \text{ min}^{-1}$

где  $a(3,7)$  – амплитуда колебаний рабочего органа на участке (3,7) сетевой циклограммы (см. рис. 2);  $t(3,7)$  – фазовый угол операции (3,7) (см. рис. 2).

### Выводы

1. Предложены динамические модели механизмов, учитывающие взаимодействие ведомых звеньев с ограничительными упорами.
2. Проведен расчет динамических погрешностей законов движения кулачкового механизма, работающего с ударом об упор, при скорости вращения главного вала  $n = 280 \dots 420 \text{ мин}^{-1}$ .
3. Сформулирована ограничительная часть оптимизационной задачи циклограммирования с учетом колебаний исполнительного звена и ударного взаимодействия его с ограничительным упором.
4. Величина отскока конечного звена механизма подъемника составляет: 0,07, 0,078, 0,092, 0,105 мм при частоте вращения главного вала 280, 320, 370, 420  $\text{мин}^{-1}$  соответственно.

### Список литературы

1. Цейтлин Г.В. Циклограммирование сложных технологических машин-автоматов // Машиноведение. – 1975. – № 3. – С. 49–53.
2. Новгородцев В.А. Представление цикловой диаграммы машины в виде графа // Теория механизмов и машин. – 1982. – Вып. 33. – С. 57–60.

3. Jomartov A., Joldasbekov S. Typical dynamic models of the cyclic mechanism on the software simulationX // Proceedings of the 14th IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, 25–30 October 2015. – Taipei, 2015. – doi: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS11.001.

4. Jomartov A.A. Multi-objective optimization of cyclogram mechanisms machine-automaton // Proceedings of the World Congress on Engineering WSE 2011, London, U.K., 6–8 July 2011. – London, 2011. – Vol. 3.

5. Artobolevsky I.I. Mechanisms in modern engineering design: a handbook for engineers, designers and inventors. Vol. 4. Cam and friction mechanisms flexible-link mechanisms. – Moscow: Mir, 1977. – 520 p.

6. Петрокас Л.В. Вопросы теории циклограммирования производственных машин и автоматических линий // Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов / под ред. Л.В. Петрокаса. – М.: Машиностроение, 1970. – С. 22–36.

7. Graph-based modelling in engineering / ed. by S. Zawislak, J. Rysiński. – Switzerland: Springer International Publ., 2017. – 247 p. – (Mechanisms and Machine Science; vol. 42). – ISBN 978-3-319-39018-5. – eISBN 978-3-319-39020-8. – doi: 10.1007/978-3-319-39020-8.

8. Максимчук О.В. Синтез цикловой диаграммы машины-автомата с кулачковым распределительным валом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18. – Новосибирск, 2002. – 16 с.

9. Исследование и проектирование цикловых диаграмм технологических машин / Ю.А. Афанасьев, Ю.И. Подгорный, В.Ф. Ермолаев, О.В. Максимчук. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2004. – 198 с.

10. 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.

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

12. Vulfson I. Dynamics of cyclic machines. – Cham: Springer International Publ., 2015. – 390 p. – (Foundations of engineering mechanics). – ISBN 978-3-319-12633-3. – eISBN 978-3-319-12634-0. – doi: 10.1007/978-3-319-12634-0.

13. Методика уравнивания роторов технологических машин / Ю.И. Подгорный, Т.Г. Мартынова, В.Ю. Скиба, Д.В. Лобанов, А.А. Жирова, А.Н. Бредихина, А.С. Косилов, Н.С. Печоркина // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2016. – № 2 (71). – С. 41–50. – doi: 10.17212/1994-6309-2016-2-41-50.

14. 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 (75). – С. 17–27. – doi: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27.

15. *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.

16. *Eckhardt H.D.* Kinematic design of machines and mechanisms. – 1<sup>st</sup> ed. – New York: McGraw-Hill, 1998. – 620 p. – ISBN-10: 0070189536. – ISBN-13: 978-0070189539.

17. *Rao J.S., Dukkipati R.V.* Mechanism and machine theory. – 2<sup>nd</sup> ed. – New Delhi: Newage International, 2008. – 600 p. – ISBN-10: 812240426X. – ISBN-13: 978-8122404265.

18. *Sandler B.Z.* Robotics: designing the mechanisms for automated machinery. – San Diego: Academic Press, 1999. – 433 p. – ISBN-10: 0126185204. – ISBN-13: 9780126185201.

19. *Youssef H.A., El-Hofy H.* Machining technology: machine tools and operations. – Hoboken: Taylor & Francis Group, 2008. – 672 p. – ISBN 9781420043396.

20. *Shabana A.A.* Dynamic of multibody systems. – 4<sup>th</sup> ed. – Cambridge: Cambridge University Press, 2013. – 393 p. – ISBN-13: 978-1107042650. – ISBN-10: 1107042658.

21. *Erdman A.G., Sandor G.N.* Mechanism design: analysis and synthesis. – 4<sup>th</sup> ed. – Upper Saddle River, NJ: Pearson, 2001. – 688 p. – ISBN-10: 0130408727. – ISBN-13: 978-0130408723.

22. Advanced theory of mechanisms and machines / M.Z. Kolovsky, A.N. Evgrafov, Yu.A. Semenov, A.V. Slousch. – 1<sup>st</sup> ed. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2000. – 396 p. – (Foundations of Engineering Mechanics). – ISBN 978-3-642-53672-4. – eISBN 978-3-540-46516-4. – doi: 10.1007/978-3-540-46516-4.

23. *Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z.* Dynamics and control of machines. – 1<sup>st</sup> ed. – Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2000. – 235 p. – ISBN 978-3-642-53698-4. – eISBN 978-3-540-69634-6. – doi: 10.1007/978-3-540-69634-6.

24. *Hendrickson C.T., Janson B.N.* A common network flow formulation for several civil engineering problems // Civil Engineering Systems. – 1984. – Vol. 1, iss. 4. – P. 195–203. – doi: 10.1080/02630258408970343.

25. *Пановко Я.Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Политехника, 1990. – 272 с. – ISBN 5-7325-0096-0.

26. *Яблонский А.А., Нореико С.С.* Курс теории колебаний: учебное пособие для студентов технических вузов. – Изд. 5-е, стер. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 336 с. – ISBN 978-5-94157-989-1.

## Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2018 Авторы. Издательство Новосибирского государственного технического университета. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)



# Obrabotka metallov - Metal Working and Material Science

Journal homepage: [http://journals.nstu.ru/obrabotka\\_metallov](http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov)



## Features of Machine Cyclogram Optimization with the Account of Interaction of Mechanism Links with Stops

Yuriy Podgornyj<sup>1, 2, a</sup>, Olga Maximchuk<sup>2, b, \*</sup>, Alexander Kirillov<sup>1, 3, c</sup>, Vadim Skeeba<sup>1, d</sup>

<sup>1</sup>Novosibirsk State Technical University, 20 Prospekt K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

<sup>2</sup>Novosibirsk Technological Institute (branch) Russian State University named after A.N. Kosygin (Technology. Design. Art), 35 Krasny prospect (5 Potaninskaya st.), Novosibirsk, 630099, Russian Federation

<sup>3</sup>Novosibirsk State Pedagogical University, 28 Viluiskaya st., Novosibirsk, 630126, Russian Federation

<sup>a</sup> <http://orcid.org/0000-0002-1664-5351>, [pjui@mail.ru](mailto:pjui@mail.ru), <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0001-6976-1164>, [ovmak@mail.ru](mailto:ovmak@mail.ru),

<sup>c</sup> <http://orcid.org/0000-0002-8142-2787>, [kirillovalvs@mail.ru](mailto:kirillovalvs@mail.ru), <sup>d</sup> <http://orcid.org/0000-0002-8242-2295>, [skeeba\\_vadim@mail.ru](mailto:skeeba_vadim@mail.ru)

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 14 December 2017

Revised: 12 January 2018

Accepted: 12 February 2018

Available online: 15 March 2018

#### Keywords:

Cyclogram of the machine

Camshaft mechanism

Dynamic model

Impact

Motion law

Optimization of the cyclogram

#### Funding:

The results were obtained under the state task of the Ministry of Education and Science of Russia, project code: 9.11829.2018/11.12.

### ABSTRACT

**Introduction.** Cyclogram optimization of a technological machine with the account of interaction of the mechanisms links with stop members is discussed. The analysis of scientific literature indicates that cyclogram optimization for complex machines with the account of elastic-dissipative characteristics of the mechanisms needs additional research. Usually simplified dynamic models, which do not take into account elasticity of driven links are used for cyclogram optimization. The urgency of the study is justified by the fact that the existing dynamic models can not be used to calculate the vibrations excited by impacts of the working bodies on the limit stops, when entering into contact with elastic elements. **The goal of the study:** to improve the cyclogram synthesis method for a technological machine making it possible to increase its productivity. **In this study** a cyclogram of a technological machine presented in the form of mathematical models using networks for interaction of mechanisms is investigated. STB shuttleless loom, which is a complex technological machine with many executive mechanisms with interconnected movements, is used as the object of the study. During solution of the optimization problem it is necessary to increase the limiting operation time by decreasing the time for technological operations in mechanism groups. The problem for each group is mathematically formulated as an optimization problem on a network graph. The mechanism of microshuttle lift for the STB loom is used in this study. **Method of investigation:** cyclogram optimization using dynamic models of mechanisms is used. **Results and discussion:** dynamic models of mechanisms taking into account the interaction of driven links with limiting stop mechanisms are suggested. Dynamic errors of motion laws for a camshaft mechanism operating at the main shaft rotation rate  $n = 280 \dots 420 \text{ min}^{-1}$  with a stop impact are calculated. The mechanism vibrations at natural frequency after contact with the stop are studied. Limitations of the cyclogram optimization problem with the account of the executive link vibrations and impact interaction with the limiting stop are formulated.

**For citation:** Podgornyj Yu.I., Maximchuk O.V., Kirillov A.V., Skeeba V.Yu. Features of machine cyclogram optimization with the account of interaction of mechanism links with stops. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2018, vol. 20, no. 1, pp. 44–54. doi: 10.17212/1994-6309-2018-20.1-44-54. (In Russian).

### References

1. Tseitlin G.V. Tsiklogrammirovaniye slozhnykh tekhnologicheskikh mashin-avtomatov [Cyclogramming of complex technological machine-machines]. *Mashinovedeniye = Engineering Science*, 1975, no. 3, pp. 49–53. (In Russian).

#### \* Corresponding author

Maximchuk Olga V., Ph.D. (Engineering), Associate Professor  
 Novosibirsk Technological Institute (branch) Russian State University named  
 after A.N. Kosygin (Technology. Design. Art),  
 35 Krasny prospect (5 Potaninskaya st.),  
 630099, Novosibirsk, Russian Federation  
 Tel: 8 (383) 222-79-29, e-mail: [ovmak@mail.ru](mailto:ovmak@mail.ru)

2. Novgorodtsev V.A. Predstavlenie tsiklovoi diagrammy mashiny v vide grafa [Representation of a cyclic diagram of a machine in the form of a graph]. *Teoriya mekhanizmov i mashin = Theory of Mechanisms and Machines*, 1982, iss. 33, pp. 57–60.
3. Jomartov A., Joldasbekov S. Typical dynamic models of the cyclic mechanism on the software simulationX. *Proceedings of the 14th IFToMM World Congress*, Taipei, Taiwan, 25–30 October 2015. doi: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS11.001.
4. Jomartov A.A. Multi-objective optimization of cyclogram mechanisms machine-automaton. *Proceedings of the World Congress on Engineering WSE 2011*. Vol. 3. London, U.K., 6–8 July 2011.
5. Artobolevsky I.I. *Mechanisms in modern engineering design: a handbook for engineers, designers and inventors*. Vol. 4. *Cam and friction mechanisms flexible-link mechanisms*. Moscow, Mir, 1977. 520 p.
6. Petrokas L.V. Voprosy teorii tsiklogrammirovaniya proizvodstvennykh mashin i avtomaticheskikh liniy [Reviews of cyclogram manufacturing machines and automatic production lines]. *Teoriya mashin-avtomatov i pnevmogidroprivodov* [Theory of automatic machines and pneumatic actuators]. Ed. by L.V. Petrokas. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970, pp. 22–36.
7. Zawislak S., Rysiński J., eds. *Graph-based modelling in engineering. Mechanisms and machine science*, vol. 42. Switzerland, Springer International Publ., 2017. 247 p. ISBN 978-3-319-39018-5. eISBN 978-3-319-39020-8. doi: 10.1007/978-3-319-39020-8.
8. Maksimchuk O.V. *Sintez tsiklovoi diagrammy mashiny-avtomata s kulachkovym raspredelitel'nym valom*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Synthesis of the cyclic diagram of a machine with a cam-driven camshaft. Author's abstract of PhD eng. sci. diss.]. Novosibirsk, 2002. 16 p.
9. Afanas'ev Yu.A., Podgorniy Yu.I., Ermolaev V.F., Maksimchuk O.V. *Issledovanie i proektirovanie tsiklovykh diagramm tekhnologicheskikh mashin* [Research and designing of cyclic diagrams of technological machines]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2004. 198 p.
10. 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.
11. Vul'fson I.I. *Dinamika tsiklovykh mashin* [Dynamics of cyclic machines]. St. Petersburg, Politehnika Publ., 2013. 425 p. ISBN 978-5-7325-1024-9.
12. Vul'fson I. *Dynamics of cyclic machines. Foundations of Engineering Mechanics*. Cham, Springer International Publ., 2015. 390 p. ISBN 978-3-319-12633-3. eISBN 978-3-319-12634-0. doi: 10.1007/978-3-319-12634-0.
13. Podgorniy Yu.I., Martynova T.G., Skeebe V.Yu., Lobanov D.V., Zhironova A.A., Bredikhina A.N., Kosilov A.S., Pechorkina N.S. Metodika uravnoveshivaniya rotorov tekhnologicheskikh mashin [The methods of technological machines' rotors balance]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2016, no. 2 (71), pp. 41–50. doi: 10.17212/1994-6309-2016-2-41-50.
14. Podgorniy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Skeebe 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 (75), pp. 17–27. doi: 10.17212/1994-6309-2017-2-17-27.
15. 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.
16. Eckhardt H.D. *Kinematic design of machines and mechanisms*. 1<sup>st</sup> ed. New York, McGraw-Hill, 1998. 620 p. ISBN-10: 0070189536. ISBN-13: 978-0070189539.
17. Rao J.S., Dukkupati R.V. *Mechanism and machine theory*. 2<sup>nd</sup> ed. New Delhi, Newage International, 2008. 600 p. ISBN-10: 812240426X. ISBN-13: 978-8122404265.
18. Sandler B.Z. *Robotics: designing the mechanisms for automated machinery*. San Diego, Academic Press, 1999. 433 p. ISBN-10: 0126185204. ISBN-13: 9780126185201.
19. Youssef H.A., El-Hofy H. *Machining technology: machine tools and operations*. Hoboken, Taylor & Francis Group, 2008. 672 p. ISBN 9781420043396.
20. Shabana A.A. *Dynamic of multibody systems*. 4th ed. Cambridge University Press, 2013. 393 p. ISBN-13: 978-1107042650. ISBN-10: 1107042658.
21. Erdman A.G., Sandor G.N. *Mechanism design: analysis and synthesis*. 4<sup>th</sup> ed. Upper Saddle River, NJ, Pearson, 2001. 688 p. ISBN-10: 0130408727. ISBN-13: 978-0130408723.

22. Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A., Slousch A.V. *Advanced theory of mechanisms and machines. Foundations of Engineering Mechanics*. 1st ed. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2000. 396 p. ISBN 978-3-642-53672-4. eISBN 978-3-540-46516-4. doi: 10.1007/978-3-540-46516-4.

23. Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z. *Dynamics and control of machines*. 1st ed. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2000. 235 p. ISBN 978-3-642-53698-4. eISBN 978-3-540-69634-6. doi: 10.1007/978-3-540-69634-6.

24. Hendrickson C.T., Janson B.N. A common network flow formulation for several civil engineering problems. *Civil Engineering Systems*, 1984, vol. 1, iss. 4, pp. 195–203. doi: 10.1080/02630258408970343.

25. Panovko Ya.G. *Osnovy prikladnoi teorii kolebanii i udara* [Fundamentals of the applied theory of oscillation and impact]. 4<sup>th</sup> ed. Leningrad, Politekhnik Publ., 1990. 272 p. ISBN 5-7325-0096-0.

26. Yablonskii A.A., Noreiko S.S. *Kurs teorii kolebanii* [Course of oscillations theory]. 5<sup>th</sup> ed., St. Petersburg, BHV-Peterburg Publ., 2007. 336 p. ISBN 978-5-94157-989-1.

### Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2018 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/>).