

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.855.034

doi: 10.18698/0536-1044-2020-6-3-9

Рассеяние энергии в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами

С.В. Палочкин¹, П.Н. Рудовский²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² Костромской государственный университет

Energy Dissipation in a Drive Chain During Its Transverse Vibrations as a String with Fixed Ends

S.V. Palochkin¹, P.N. Rudovskiy²¹ Bauman Moscow State Technical University² Kostroma State University

Цепные передачи нашли широкое применение в различных отраслях промышленности. Для изучения динамики привода машины важно знать диссипативные характеристики, входящие в состав его узлов и передач. Однако информации о демпфирующей способности цепных передач в научно-технической литературе мало, и она носит разрозненный характер, что делает актуальной тему настоящей работы, посвященной исследованию рассеяния энергии при поперечных колебаниях ветвей цепной передачи. Поставлена задача изучения и определения количественных характеристик рассеяния энергии в приводной цепи при наиболее распространенном виде ее поперечных колебаний как струны с закрепленными концами, характерном для передач с большими массами звездочек и присоединенных к ним деталей. Для решения поставленной задачи разработана математическая модель рассеяния энергии колебаний на базе метода оценки потерь энергии на трение при проскальзывании в сжатом контакте деталей шарнира цепи и получены инженерные формулы для расчета рассеяния энергии за цикл колебаний и коэффициента поглощения. Адекватность разработанной модели и полученных расчетных формул подтверждена данными экспериментального определения коэффициентов поглощения цепи по методу свободных затухающих колебаний. Результаты исследования позволяют сделать вывод о том, что цепные передачи обладают повышенной демпфирующей способностью, и определить влияние на нее параметров передачи и колебательного процесса.

Ключевые слова: привод машины, цепная передача, поперечные колебания цепи, трение скольжения в шарнирах, рассеяние энергии, коэффициент поглощения

Chain transmissions are widespread in drives of machines used for various industrial purposes. In order to study drive dynamics, it is important to know the dissipative characteristics of its components and gears. However, the information on the damping ability of chain

transmissions in research and technical literature is limited and fragmented, which makes the topic of this work, dedicated to the study of energy dissipation in transverse vibrations of chain transmission branches, of great current interest. The objective of this work was to study and determine the quantitative characteristics of energy dissipation in a drive chain experiencing the most common form of transverse vibrations as a string with fixed ends, which is characteristic of transmissions with large masses of sprockets and parts attached to them. To achieve this objective, a mathematical model of the dissipation of vibrational energy was developed using a method of estimating energy losses due to friction when parts of the chain's hinge joint slip in a compressed contact. Engineering formulas for calculating energy dissipation per cycle of vibrations and absorption coefficient were obtained. The adequacy of the developed model and the obtained calculation formulas was confirmed by the results of the experimental determination of the absorption coefficients of the chain using the method of free damped vibrations. The results of the study allow us to conclude that chain transmissions have an increased damping capacity, and to determine the influence of transmission parameters and the oscillatory process on it.

Keywords: machine drive, chain drive, transverse chain vibrations, sliding friction in the joints, energy dissipation, absorption coefficient

Для расчета виброустойчивости приводов динамически нагруженных машин и разработки методов ее повышения необходимо знать массовые, жесткостные и диссипативные характеристики их деталей и узлов. При этом демпфирующая способность машиностроительных конструкций относится к наименее изученным свойствам их колебательных систем.

Анализ результатов исследований в области демпфирования колебаний машин, выполненных известными российскими учеными Д.Н. Решетовым, Я.Г. Пановко и Г.И. Писаренко, а также их учениками и коллегами, позволяет сделать вывод о том, что к концу прошлого столетия была создана большая база расчетно-экспериментальных данных, краткое описание которой можно найти в работах [1, 2].

Использование этих данных позволяет в большинстве случаев определять диссипативные характеристики деталей и узлов общемашиностроительного назначения. Современные исследования в этой области направлены на расширение указанной базы [3–7] или посвящены изучению демпфирующей способности конкретных конструкций узлов и механизмов машин различного отраслевого назначения [8–13].

Цепные передачи, получившие широкое распространение в приводах станков, сельскохозяйственных, транспортных и других технологических машин, характеризуются повышенным шумом и виброактивностью, особенно, при работе с высокими скоростями и нагрузками. Поэтому исследование демпфирования колебаний в этих передачах является актуальным для оценки виброустойчивости привода.

Рассеяние энергии колебаний в цепных передачах происходит в основном из-за ее потерь на трение и упругие контактные деформации в шарнирах цепи, при ударе ее шарниров и зубьев звездочек в момент их входа в зацепление и на упругие контактные деформации в неподвижных шпоночных или шлицевых соединениях звездочек с валами. При этом определение рассеяния энергии колебаний в шарнирах цепей до сих пор остается главной и недостаточно исследованной задачей.

Цель работы — изучение и определение количественных характеристик рассеяния энергии в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами.

Этот наиболее распространенный вид колебаний характерен для передач с большими массами звездочек и присоединенных к ним деталей [14]. Вопросы рассеяния энергии при других видах колебаний приводной цепи рассмотрены в работах [3–5].

Для достижения поставленной цели приняты следующие допущения:

- рассеяние энергии колебаний происходит вследствие потерь на трение при местном проскальзывании ведущей ветви цепи в шарнирах, сила натяжения которой существенно больше, чем у ведомой ветви;
- потерями энергии колебаний на упругие контактные деформации в шарнирах пренебрегаем как малыми;
- начальное провисание ведущей ветви передачи отсутствует, а амплитуды ее поперечных колебаний в середине пролета малы и не превышают 0,03 его длины;

• коэффициент трения скольжения в шарнирах цепи при колебаниях остается постоянным.

Для количественной оценки диссипативных свойств приводной цепи используем такие общепринятые характеристики [1], как абсолютное рассеяние энергии колебаний за цикл W и коэффициент поглощения (относительное рассеяние)

$$\psi = W/E, \tag{1}$$

где E — максимальное значение потенциальной энергии упругого элемента системы за цикл колебаний.

Для основного тона уравнение гармонических колебаний ведущей ветви цепи (рис. 1) имеет вид [14]

$$y = y_0 \sin \frac{\pi x}{a} \cos \omega \tau, \tag{2}$$

где y — поперечное смещение шарнира на расстоянии x от точки подвеса ветви; y_0 — амплитуда колебания ветви в середине пролета; a — длина пролета ветви цепи; ω — собственная частота поперечных колебаний ветви; τ — время.

Элементарный малый угол $\alpha_i = \text{tg} \alpha_i$ поворота валика относительно втулки в i -м шарнире за четверть периода колебаний определяется разностью углов наклона касательных к кривой прогибов ветви цепи в точках расположения i -го и $(i - 1)$ -го шарниров на расстоянии шага $\alpha_i = \text{tg} \alpha_i t$ (см. рис. 1) в момент времени $\tau = 0$.

Следовательно (см. рис. 1),

$$\alpha_i = \frac{y_i - y_{i-1}}{t} - \frac{y_{i+1} - y_i}{t}, \tag{3}$$

где y_i , y_{i-1} и y_{i+1} — амплитуда колебания ветви в i -м, $(i - 1)$ -м и $(i + 1)$ -м шарнирах, соответственно; i — номер шарнира, $i = 0, 1, 2 \dots$; t — шаг цепи.

С учетом выражения (2) углы в двух крайних шарнирах при малых амплитудах y_0 (см. рис. 1) в момент времени $\tau = 0$ можно рассчитать как

$$\alpha_0 = \text{tg} \alpha_0 = \frac{y}{t} \Big|_{\substack{\tau=0, \\ x=t}} = \frac{y_0 \sin(\pi t/a)}{t} = \frac{\pi y_0 t}{ta} = \pi \bar{y}_0, \tag{4}$$

где \bar{y}_0 — относительная амплитуда колебания ветви в середине пролета, $\bar{y}_0 = y_0/a$.

Тогда с учетом соотношения (3) суммарный угол поворота валиков относительно втулок во всех шарнирах ветви за четверть периода колебаний определяется выражением

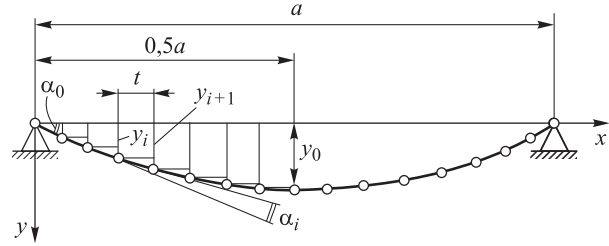


Рис. 1. Расчетная схема поперечных колебаний ветви цепи

$$\alpha = 2 \sum_{i=1}^{(z-1)/2} \alpha_i = 2 \left[\frac{y_1}{t} + \left(\frac{y_1}{t} - \frac{y_2 - y_1}{t} \right) + \left(\frac{y_2 - y_1}{t} - \frac{y_3 - y_2}{t} \right) + \dots \right] = 4\alpha_0, \tag{5}$$

где z — число шарниров ветви.

После подстановки выражения (4) в формулу (5) имеем

$$\alpha = 4\pi \bar{y}_0. \tag{6}$$

Максимальные динамические нагрузки, возникающие при колебаниях цепи, могут быть весьма велики. Однако по сравнению с постоянными нагрузками их влияние на работоспособность цепи, обусловленную ее износостойкостью, мало ввиду кратковременности их действия [14].

Поэтому абсолютное значение рассеяния энергии W за полный цикл поперечных колебаний ведущей ветви цепи вследствие потерь энергии на внешнее трение при проскальзывании в контактах деталей ее шарниров определяется выражением

$$W = 4fF_0 \frac{d_2}{2} \alpha, \tag{7}$$

где f — коэффициент трения скольжения в шарнирах; F_0 — начальная сила натяжения ведущей ветви цепной передачи при отсутствии колебаний, определяемая в основном полезной окружной нагрузкой в передаче; d_2 — диаметр валика в шарнире.

После подстановки выражения (6) в формулу (7) получаем

$$W = 8\pi f F_0 d_2 \bar{y}_0. \tag{8}$$

Наибольшая потенциальная энергия цикла поперечных колебаний ведущей ветви цепи для рассматриваемого случая рассчитывается по формуле

$$E = 0,5F_a\Delta l_{\max}, \quad (9)$$

где F_a — амплитуда максимальной динамической нагрузки, соответствующая максимальному удлинению Δl_{\max} цепи при амплитуде ее поперечных колебаний в середине пролета y_0 (см. рис. 1).

Согласно данным работ [14, 15], для основного тона колебаний

$$\Delta l_{\max} = 8a\bar{y}_0^2/3. \quad (10)$$

Амплитуду максимальной динамической нагрузки F_a можно рассчитать по эмпирической формуле

$$F_a = F_{\max} - F_0 = k_1 + k_2\bar{y}_0 + k_3F_0 + k_4\bar{y}_0^2 + k_5\bar{y}_0F_0 + k_6F_0^2 - F_0,$$

или

$$F_a = F_0(k_1/F_0 + k_2\bar{y}_0/F_0 + k_3 - 1 + k_4\bar{y}_0^2/F_0 + k_5\bar{y}_0 + k_6F_0), \quad (11)$$

где F_{\max} — максимальная динамическая нагрузка, соответствующая амплитуде y_0 колебаний ветви цепи в середине пролета; $k_1 - k_6$ — коэффициенты аппроксимации экспериментальных значений F_{\max} для рассматриваемого типоразмера приводной цепи [16].

Подставляя выражения (10) и (11) в формулу (9), получаем

$$E = 1,333a\bar{y}_0^2F_0K_{F_a}, \quad (12)$$

где K_{F_a} — безразмерный коэффициент, учитывающий влияние параметров \bar{y}_0 и F_0 на амплитуду F_a динамической нагрузки F_{\max} ,

$$K_{F_a} = F_a/F_0 = k_1/F_0 + k_2\bar{y}_0/F_0 + k_3 - 1 +$$

$$+ k_4\bar{y}_0^2/F_0 + k_5\bar{y}_0 + k_6F_0. \quad (13)$$

После подстановки выражений (8) и (12) с учетом соотношения (13) в формулу (1) и после проведения необходимых преобразований с учетом зависимости $a = t(z-1)$ получаем окончательную формулу для определения коэффициента поглощения

$$\psi = \frac{18,9fd_2}{\bar{y}_0t(z-1)K_{F_a}}. \quad (14)$$

На базе формулы (14) проведен численный расчет коэффициента поглощения ψ для стандартной приводной цепи ПР-12,7-1820-1 ГОСТ 13568-97. Исходными данными являлись: относительная амплитуда колебания ветви в середине пролета $\bar{y}_0 = 0,015 \dots 0,030$; диаметр валика в шарнире $d_2 = 4,45$ мм; шаг цепи $t = 12,7$ мм; коэффициент трения скольжения в шарнире $f = 0,1$; число шарниров ветви $z = 49$ и определенные в работе [16] коэффициенты аппроксимации $k_1 = 32,55$ Н; $k_2 = -8276$ Н; $k_3 = 0,904$; $k_4 = 1,374 \cdot 10^6$ Н; $k_5 = 10,2$; $k_6 = 5,7 \cdot 10^{-5} \text{ Н}^{-1}$. Полученные в результате расчета графические зависимости коэффициента поглощения ψ от относительной амплитуды колебания ветви в середине пролета \bar{y}_0 при различных значениях начальной силы натяжения ведущей ветви ($F_0 = 250, 500, 750, 1000$ Н) приведены на рис. 2, а.

Для проверки адекватности разработанной математической модели рассеяния энергии в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами выполнены исследования по определению экспериментальных коэффициентов поглощения ψ_s ,

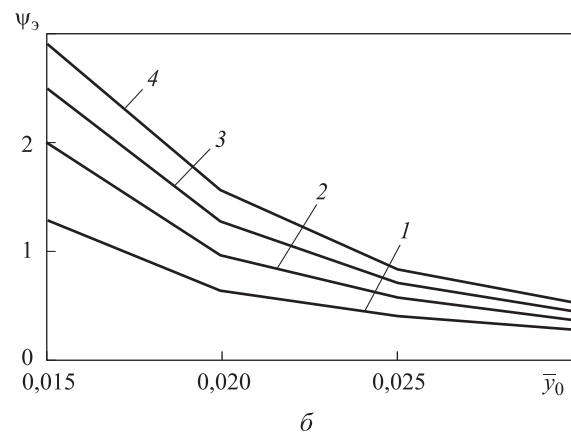
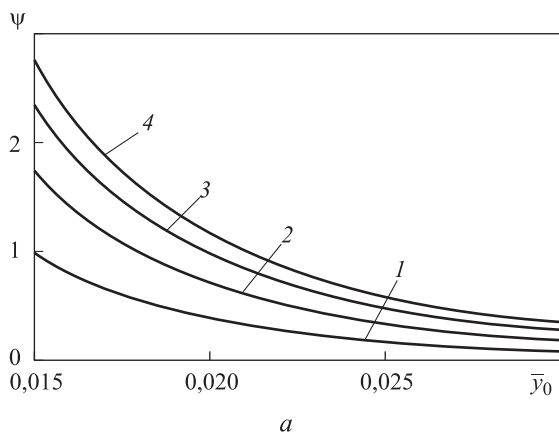


Рис. 2. Расчетные (а) и экспериментальные (б) зависимости коэффициента поглощения от относительной амплитуды колебания ветви в середине пролета при различных значениях начальной силы натяжения ведущей ветви:

1 — $F_0 = 250$ Н; 2 — $F_0 = 500$ Н; 3 — $F_0 = 750$ Н; 4 — $F_0 = 1000$ Н

цепи на базе метода свободных затухающих колебаний.

Описание испытательного стенда, методики проведения экспериментальных исследований и обработки их результатов приведено в работе [17]. Эксперименты выполнены на опытном образце той же цепи и при тех же исходных параметрах, что были использованы в численном расчете. Полученные в работе [17] экспериментальные графические зависимости $\psi_3 = \psi_3(\bar{y}_0, F_0)$ приведены на рис. 2, б.

Сравнение расчетных ψ и экспериментальных ψ_3 значений коэффициентов поглощения показывает их достаточно хорошее совпадение, подтверждающее достоверность разработанной математической модели. При этом несколько большие значения ψ_3 объясняются тем, что часть энергии колебаний цепи дополнительно рассеивается в конструкции самого испытательного стенда.

Выводы

1. Разработана математическая модель рассеяния энергии в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами, позволившая получить инже-

нерные формулы для расчета количественных характеристик демпфирования колебаний в виде абсолютного рассеяния энергии колебаний в цепи за цикл и ее коэффициента поглощения.

2. Адекватность модели подтверждена хорошим совпадением расчетных и экспериментальных значений коэффициентов поглощения.

3. Приводные роликовые и втулочные цепи имеют повышенную демпфирующую способность. Полученные значения относительного рассеяния при поперечных колебаниях ветвей цепи лежат в диапазоне 0,3...2,8.

4. Абсолютное рассеяние энергии колебаний в цепи за цикл ее поперечных колебаний возрастает с увеличением силы натяжения цепи, коэффициента трения скольжения в шарнире, диаметра его валика и амплитуды поперечных колебаний ветви цепи в середине ее пролета, а также с уменьшением длины этого пролета.

5. Коэффициент поглощения увеличивается с ростом силы натяжения цепи, коэффициента трения скольжения в шарнире и диаметра его валика, но снижается с повышением амплитуды поперечных колебаний ветви цепи в середине ее пролета.

Литература

- [1] Фролов К.В., ред. *Вибрации в технике: Справочник. Т. 6. Защита от вибраций и ударов*. Москва, Машиностроение, 1981. 456 с.
- [2] Палочкин С.В. *Исследование и расчет демпфирования колебаний в контактах деталей машин*. Дис. ... канд. техн. наук, Москва, 1983. 198 с.
- [3] Алексеев В.И., Палочкин С.В. Рассеяние энергии крутильных колебаний в цепных передачах приводов машин. *Современные проблемы теории машин*, 2017, № 5, с. 49–53.
- [4] Палочкин С.В., Алексеев В.И. Рассеяние энергии малых поперечных колебаний ветви цепной передачи вследствие контактных деформаций в шарнирах цепи. *Технологии и качество*, 2018, № 2(40), с. 23–27.
- [5] Алексеев В.И., Палочкин С.В. Демпфирование продольных колебаний приводных цепных передач вследствие контактных деформаций в шарнирах их цепей. *Машиностроение: инновационные аспекты развития. Матер. I Междунар. науч.-практ. конф.*, Санкт-Петербург, СПбФ НИЦ МС, 2018, № 1, с. 8–11.
- [6] Палочкин С.В., Рудовский П.Н. Демпфирование колебаний тарельчатыми пружинами. *Вестник машиностроения*, 2018, № 8, с. 11–17.
- [7] Палочкин С.В., Карнаузов М.А. Демпфирования крутильных колебаний в линейной муфте со змеевидной пружиной. *Технологии и качество*, 2019, № 2(44), с. 41–47.
- [8] Яковкин В.Н., Бессчетнов В.А. Расчет демпфирующей способности тарельчатого демпфера для конической шестерни коробки приводов газотурбинного двигателя. *Труды МАИ*, 2014, № 76. URL: <http://www.mai.ru/science/trudy/> (дата обращения 10 декабря 2019).
- [9] Басов Г.Г., Нестеренко В.И., Бурка М.Л. Теоретические и экспериментальные исследования демпфирования в рессорном подвешивании тягового подвижного состава. *Наука та прогрес транспорту*, 2006, № 12, с. 113–118.

- [10] Мац В.И., Остапчук Ю.А., Роговой М.И., Бабак Н.Ю. Сравнительная оценка упругих муфт с пластинчатыми пружинами при соединении валов турбины и компрессора. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*, 2006, № 4(6), с. 43–46.
- [11] Колягин А.Ю., Палочкин С.В. Экспериментальные исследования демпфирования колебаний в крутильно-мотальном механизме. *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*, 2009, № 2S, с. 91–95.
- [12] Лабай Н.Ю., Палочкин С.В. Экспериментальные исследования демпфирования колебаний в приемно-намоточном механизме. *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*, 2013, № 2(344), с. 121–125.
- [13] Рудовский П.Н., Палочкин С.В., Ларюшкин П.А. Влияние диссипативных свойств текстильной паковки на демпфирование колебаний в мотальном механизме текстильной машины. *Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности*, 2016, № 4(364), с. 114–117.
- [14] Решетов Д.Н., Левина З.М., Каминская В.В., Котляренко Л.Б. *Табличные расчеты деталей станков. Вып. 2. Расчеты цепных передач, червячных передач и муфт*. Москва, Машгиз, 1953. 210 с.
- [15] Головнин Г.Я. *Динамика канатов и цепей*. Харьков, Metallurgizdat, 1962. 124 с.
- [16] Палочкин С.В., Рудовский П.Н. Экспериментальное определение динамических нагрузок в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 5, с. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2020-5-3-10
- [17] Палочкин С.В., Рудовский П.Н. Экспериментальное определение рассеяния энергии при поперечных колебаниях в цепной передаче. *Высокие технологии, наука и образование. Актуальные вопросы, достижения и инновации. Сб. ст. IV Всеросс. науч.-практ. конф.*, Пенза, 30 октября 2019, Пенза, МЦНС «Наука и Просвещение», 2019, с. 66–68.

References

- [1] *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. T. 6. Zashchita ot vibratsiy i udarov* [Vibrations in Engineering: A Handbook. Vol. 6. Protection against vibration and shock]. Ed. Frolov K.V. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1981. 456 p.
- [2] Palochkin S.V. *Issledovaniye i raschet dempfirovaniya kolebaniy v kontaktakh detaley mashin*. Kand. Diss. [Research and calculation of vibration damping in the contacts of machine parts. Cand. Diss.]. Moscow, 1983. 198 p.
- [3] Alekseyev V.I., Palochkin S.V. Torsional vibration energy dissipation in chain drives of machine drives. *Sovremennyye problemy teorii mashin*, 2017, no. 5, pp. 49–53 (in Russ.).
- [4] Palochkin S.V., Alekseyev V.I. Scattering of energy of small transverse vibrations of branch of chain transmission on contact deformations in chain hinges. *Technologies & quality*, 2018, no. 2(40), pp. 23–27 (in Russ.).
- [5] Alekseyev V.I., Palochkin S.V. Damping of longitudinal vibrations of drive chain gears due to contact deformations in the joints of their chains. *Mashinostroyeniye: innovatsionnyye aspekty razvitiya. Mat. I mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Mechanical engineering: innovative aspects of development materials of the I international scientific and practical conference]. Sankt-Petersburg, 2018, no. 1, pp. 8–11.
- [6] Palochkin S.V., Rudovskiy P.N. Damping of vibrations by Belleville springs. *Vestnik mashinostroyeniya*. 2018, no. 8, pp. 11–17 (in Russ.).
- [7] Palochkin S.V., Karnaukhov M.A. Torsional vibration damping in a linear coupling with serpentine spring. *Technologies & quality*, 2019, no. 2(44), pp. 41–47 (in Russ.).
- [8] Yakovkin V.N., Besschetnov V.A. Calculation of the damping ability of a shelter damper for a conical gear of the gas turbine engine drive box. *Trudy MAI*, 2014, no. 76 (in Russ.). Available at: <http://www.mai.ru/science/trudy/> (accessed 10 December 2019).
- [9] Basov G.G., Nesterenko V.I., Burka M.L. Theoretical and experimental investigations of the damping spring suspension traction rolling stock. *Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2006, no. 12, pp. 113–118 (in Russ.).

- [10] Mats V.I., Ostapchuk Yu.A., Rogovoy M.I., Babak N.Yu. Comparative evaluation of elastic couplings with leaf springs when connecting the shafts of the turbine and compressor. *Compressor and power engineering*, 2006, no. 4(6), pp. 43–46 (in Russ.).
- [11] Kolyagin A.Yu., Palochkin S.V. Experimental studies of vibration damping in a torsion-winding mechanism. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Tekhnologiya tekstil'noy promyshlennosti*, 2009, no. 2S, pp. 91–95 (in Russ.).
- [12] Labay N.Yu., Palochkin S.V. Experimental research of vibrations damping in a reeling mechanism. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Tekhnologiya tekstil'noy promyshlennosti*, 2013, no. 2(344), pp. 121–125 (in Russ.).
- [13] Rudovskiy P.N., Palochkin S.V., Laryushkin P.A. The Influence of Dissipative Properties of a Textile Bobbin for Damping Oscillations in the Winding Mechanism of a Textile Machine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Tekhnologiya tekstil'noy promyshlennosti*, 2016, no. 4 (364), pp. 114–117 (in Russ.).
- [14] Reshetov D.N., Levina Z.M., Kaminskaya V.V., Kotlyarenko L.B. *Tablichnyye raschety detaley stankov. Vyp. 2. Raschety tsepykh peredach, chervyachnykh peredach i muft* [Tabular calculations of machine parts. Vol. 2. Calculations of chain gears, worm gears and couplings]. Moscow, Mashgiz publ., 1953. 210 p.
- [15] Golovnin G.Ya. *Dinamika kanatov i tsepey* [The dynamics of ropes and chains]. Kharkov, Metallurgizdat publ., 1962. 124 p.
- [16] Palochkin S.V., Rudovskiy P.N. Experimental determination of dynamic loading in a drive chain with transverse vibrations as a string with fixed ends. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 5, pp. 3–10 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2020-5-3-10
- [17] Palochkin S.V., Rudovskiy P.N. Experimental determination of energy dissipation at transverse oscillations in a Chain transmission. *Vysokiye tekhnologii, nauka i obrazovaniye. Aktual'nyye voprosy, dostizheniya i innovatsii. Sb. st. IV Vseross. nauch.-prakt. konf.* [High technology, science and education. Actual issues, achievements and innovations. Collection of articles of the IV All-Russian scientific and practical conference]. Penza, 2019, pp. 66–68.

Статья поступила в редакцию 27.12.2019

Информация об авторах

ПАЛОЧКИН Сергей Владимирович — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: palnigs@mail.ru).

РУДОВСКИЙ Павел Николаевич — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теория механизмов и машин, детали машин и проектирование технологических машин». Костромской государственной университет (156005, Костромская область, Кострома, Российская Федерация, ул. Дзержинского, д. 17, e-mail: pavel_rudovsky@mail.ru).

Information about the authors

PALOCHKIN Sergei Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Fundamentals of Machine Design. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: palnigs@mail.ru).

RUDOVSKIY Pavel Nikolaevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Theory of Mechanisms and Machines, Machine Parts and Design of Technological Machines. Kostroma State University (156005, Kostroma Region, Kostroma, Russian Federation, Dzerzhinskiy St., Bldg. 17, e-mail: pavel_rudovsky@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Палочкин С.В., Рудовский П.Н. Рассеяние энергии в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 6, с. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2020-6-3-9

Please cite this article in English as:

Palochkin S.V., Rudovskiy P.N. Energy Dissipation in a Drive Chain During Its Transverse Vibrations as a String with Fixed Ends. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 6, pp. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2020-6-3-9