

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.855.74

doi: 10.18698/0536-1044-2023-6-3-11

Рассеяние энергии в муфтах переменной жесткости со змеевидной пружиной при крутильных колебаниях

С.В. Палочкин¹, М.А. Карнаухов¹, М.А. Любченко¹, П.Н. Рудовский²¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана² Костромской государственный университет

Energy dissipation in the variable stiffness couplings with a serpentine spring at the torsional vibrations

S.V. Palochkin¹, M.A. Karnaukhov¹, M.A. Lyubchenko¹, P.N. Rudovsky²¹ Bauman Moscow State Technical University² Kostroma State University

Приведены результаты теоретического исследования конструкционного демпфирования колебаний в муфтах переменной жесткости со змеевидной пружиной, широко используемых в приводах изделий тяжелого машиностроения и станкостроения, подверженных вибрационным нагрузкам. При динамических расчетах приводов таких машин, необходимо знать диссипативные характеристики их узлов и деталей, в том числе и указанных муфт. Рассмотрен характерный для привода муфты со змеевидной пружиной случай крутильных гармонических колебаний, связанных с закручиванием соединяемых этой муфтой валов из-за дисбаланса присоединенных деталей. Исследованы и определены количественные характеристики рассеяния энергии крутильных колебаний в рассматриваемых муфтах с помощью известного метода оценки потерь энергии колебаний на трение при проскальзывании в сжатом контакте деталей. Разработана математическая модель демпфирования крутильных колебаний в муфте, позволяющая определить его количественные характеристики в виде рассеяния энергии колебаний за цикл и коэффициента поглощения в зависимости от параметров конструкции муфты и колебательного процесса. Предложенная модель реализована в виде интерактивной прикладной программы в компьютерной среде MATLAB.

Ключевые слова: привод муфты, муфта со змеевидной пружиной, переменная жесткость, крутильные колебания, рассеяние энергии, коэффициент поглощения

The paper presents results of the theoretical research of the structural vibration damping in the variable stiffness couplings with a serpentine spring, which are rather widely used in the drives of the heavy engineering and machine tool products exposed to the vibration loads. When performing dynamic calculations of the drives of such machines, it is necessary to know the dissipative characteristics of their components and parts, including the indicated couplings. The paper considers the case of torsional harmonic vibrations characteristic for the coupling drive with a serpentine spring associated with twisting of the shafts connected

by this coupling due to the attached parts imbalance. Quantitative characteristics of the torsional vibration energy dissipation in the couplings under consideration were studied and determined using the well-known method for estimating the vibration energy losses due to friction during slipping in the compressed parts' contact. Mathematical model of the torsional vibration damping in a coupling was developed, which makes it possible to determine its quantitative characteristics in the form of vibration energy dissipation per cycle and the absorption coefficient depending on the coupling design parameters and the vibration process. The proposed model is implemented as an interactive application program in the MATLAB computer environment.

Keywords: coupling drive, serpentine spring clutch, variable stiffness, torsional vibrations, energy dissipation, absorption coefficient

При динамическом расчете приводов различных машин, подверженных колебательным и ударным нагрузкам, необходимо знать демпфирующие свойства их узлов и деталей.

Упругие компенсирующие муфты относятся к числу наиболее распространенных в приводах общемашиностроительного назначения узлов, предназначенных для снижения передаваемой динамической нагрузки, демпфирования колебаний и компенсации несоосности соединяемых валов.

Демпфирующие свойства муфт с упругими неметаллическими элементами, выполненными, как правило, из резины, полиуретана и композиционных материалов, хорошо изучены и достаточно полно описаны в работах [1–6]. Публикаций по исследованию диссипативных характеристик муфт с упругими металлическими элементами найдено существенно меньше [5–10], и их результаты не охватывают все виды указанных муфт, а также носят недостаточно полный характер.

В связи с этим изучение демпфирования колебаний в муфтах переменной жесткости со змеевидной пружиной является актуальной задачей и продолжает исследования [11–18] в области конструктивного демпфирования в узлах и контактах деталей машин.

Такие муфты получили широкое распространение в приводах изделий тяжелого машиностроения и станкостроения с широким диапазоном регулирования скоростей и передаваемых нагрузок.

Наиболее характерным для приводов указанных машин является случай крутильных гармонических колебаний соединяемых данной муфтой валов, связанных с их закручиванием вследствие дисбаланса присоединенных деталей. Нелинейная зависимость угла закручивания полумуфт φ от вращающего момента T , передаваемого муфтой, обусловлена криволиней-

ностью рабочих поверхностей их зубьев и представляется благоприятной с точки зрения борьбы с колебаниями.

Конструктивная схема муфты переменной жесткости со змеевидной пружиной приведена на рис. 1.

Основное применение в динамически нагруженных, например, станочных муфтах, имеют рабочие профили зубьев, очерченные дугами окружностей радиусом ρ (рис. 2), центры которых лежат в плоскости внешних торцов зубьев [7].

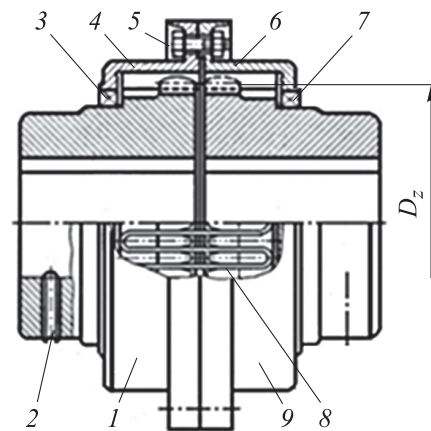


Рис. 1. Конструктивная схема муфты переменной жесткости со змеевидной пружиной:
1, 9 — зубчатые полумуфты; 2 — винты; 3, 7 — манжеты;
4, 6 — полукожухи; 5 — комплект болтов с гайками;
8 — змеевидная пружина

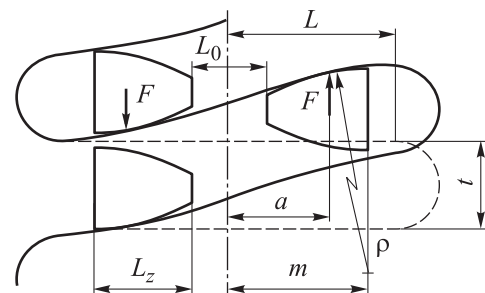


Рис. 2. Расчетная схема деформации пружины

Жесткость такой муфты во всем диапазоне нагрузки нелинейная, а зависимость угла закручивания полумуфт φ от передаваемого ей вращающего момента T определяется выражением [1]

$$\varphi = 2 \frac{(m-a)^2}{\rho_1 D_z} + \frac{a^2 (24L - 16a + 3\pi t)}{3E_u J z D_z^2} T. \quad (1)$$

Здесь m — расстояние от радиальной плоскости разъема муфты до плоскости внешних торцов зубьев, $m = L_z + 0,5L_0$ (L_z — длина зуба; L_0 — расстояние между плоскостями внутренних торцов зубьев полумуфт); a — расстояние от радиальной плоскости разъема муфты до точки контакта зуба с пружиной; ρ_1 — радиус кривизны пружины, $\rho_1 = \rho + 0,5b$ (b — высота поперечного сечения пружины); D_z — диаметр муфты по средней высоте пружины; L — расстояние от радиальной плоскости разъема муфты до места перехода прямолинейного участка полувитка ненагруженной пружины в полуокружность; t — ширина витка пружины по средней толщине; E_u — модуль Юнга материала пружины; J — момент инерции прямоугольного поперечного сечения пружины, $J = bh^3/12$ (h — толщина поперечного сечения пружины); z — число зубьев полумуфты.

Расстояние от радиальной плоскости разъема муфты до точки контакта зуба с пружиной

$$a = \frac{1}{2} \left(L + \frac{\pi t}{8} + \frac{E_u J}{F \rho_1} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(L + \frac{\pi t}{8} + \frac{E_u J}{F \rho_1} \right)^2 - \frac{m E_u J}{F \rho_1}}, \quad (2)$$

где F — окружная сила в единичном контакте пружины с зубом, $F = 2T/(zD_z)$.

Цель работы — изучение и определение количественных характеристик рассеяния энергии крутильных колебаний в муфте переменной жесткости со змеевидной пружиной.

Теоретическое исследование выполнено на базе известного метода оценки потерь энергии колебаний на трение при проскальзывании в сжатом контакте деталей [19]. При разработке математической модели рассеяния энергии крутильных колебаний в рассматриваемой муфте приняты допущения, аналогичные использованным в работе [17] при исследовании демпфирования этих колебаний в такой же муфте, но с постоянной жесткостью:

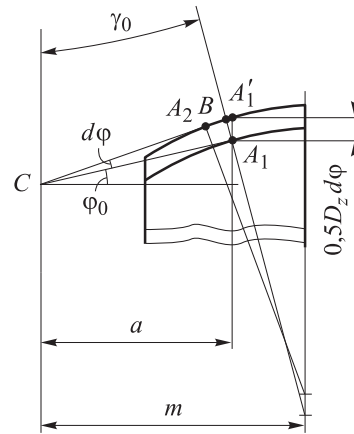


Рис. 3. Расчетная схема для определения элементарного проскальзывания ds

- потерями энергии на контактные деформации сопряженных поверхностей пружины и зубьев пренебрегаем как малыми по сравнению с таковыми на трение при проскальзывании в их контактах;

- трение в контактах определяется законом Кулона — Амонтона;

- нормальная сила, прижимающая пружину к зубу, равномерно распределена по площади их контакта;

- кривизну витка пружины на участке между точками его контакта с зубьями полумуфт в расчетах не учитываем, так как она невелика вследствие малых углов закручивания полумуфт ($\varphi \leq 1,0 \dots 1,2^\circ$) [5] при передаче нагрузки.

В качестве количественных характеристик демпфирования колебаний выбраны абсолютное рассеяние энергии колебаний за цикл W и коэффициент поглощения (относительное рассеяние) ψ [20].

Для определения элементарного проскальзывания ds в единичном контакте пружины с зубом при увеличении угла закручивания на величину $d\varphi$ используем расчетную схему, показанную на рис. 3.

Точка A_1 на схеме является точкой контакта пружины с зубом при угле φ_0 . После его увеличения на величину $d\varphi$ точка A_1 на поверхности зуба перемещается в положение A_1' , а точка контакта пружины с зубом занимает положение A_2 .

Элементарное перемещение зуба в плоскости, перпендикулярной оси вращения муфты по дуге окружности с диаметром D_z (см. рис. 1), определяется выражением

$$dx = A_1 A_1' = 0,5 D_z d\varphi. \quad (3)$$

Анализ расчетной схемы с учетом малости указанных на ней углов позволяет записать выражение

$$ds = A_1'A_2 - (CA_1 - CA_2) = \\ = A_1'A_2 - A_2B = A_1'B = A_1A_1' \sin \gamma_0 = dx \frac{m-a}{\rho_1},$$

где CA_1 и CA_2 — отрезки прямых линий, касательных к рабочему профилю зуба в точках его контакта с пружиной; γ_0 — угол наклона радиуса дуги окружности зуба в точке A_1 радиальной плоскости разъема муфты.

С учетом выражения (3) получаем

$$ds = 0,5D_z d\varphi(m-a)/\rho_1. \quad (4)$$

Среднюю за цикл колебаний силу трения в единичном контакте пружины с зубом определяем из выражения

$$F_{\text{тр}} = fF_0 = \frac{2fT_0}{zD_z}, \quad (5)$$

где f — коэффициент трения скольжения в контакте зуба и пружины; F_0 — среднее за цикл колебаний значение нормальной силы в этом

контакте, равное окружной силе от номинального вращающего момента T_0 , передаваемого муфтой, $F_0 = 2T_0/(zD_z)$.

Абсолютное рассеяние энергии колебаний за цикл в муфте рассчитываем как

$$W = 4 \cdot 2z \int_0^{T_0/4} F_{\text{тр}} \dot{s} d\tau = 8z \int_0^{\varphi_a} F_{\text{тр}} ds, \quad (6)$$

где T_0 — период колебаний, $T_0 = 2\pi/\omega$ (ω — частота колебаний); \dot{s} — текущее приращение проскальзывания s в единичном контакте пружины с зубом, $\dot{s} = ds/d\tau$ (τ — время); φ_a — амплитуда угла закручивания полумуфт, соответствующая амплитуде T_a вращающего момента T .

После подстановки выражений (4), (5) в формулу (6) и после дальнейших преобразований получаем

$$W = 8fT_0 \int_0^{\varphi_a} \frac{m-a}{\rho_1} d\varphi. \quad (7)$$

Максимальную потенциальную энергию деформации упругого элемента (пружины) муф-

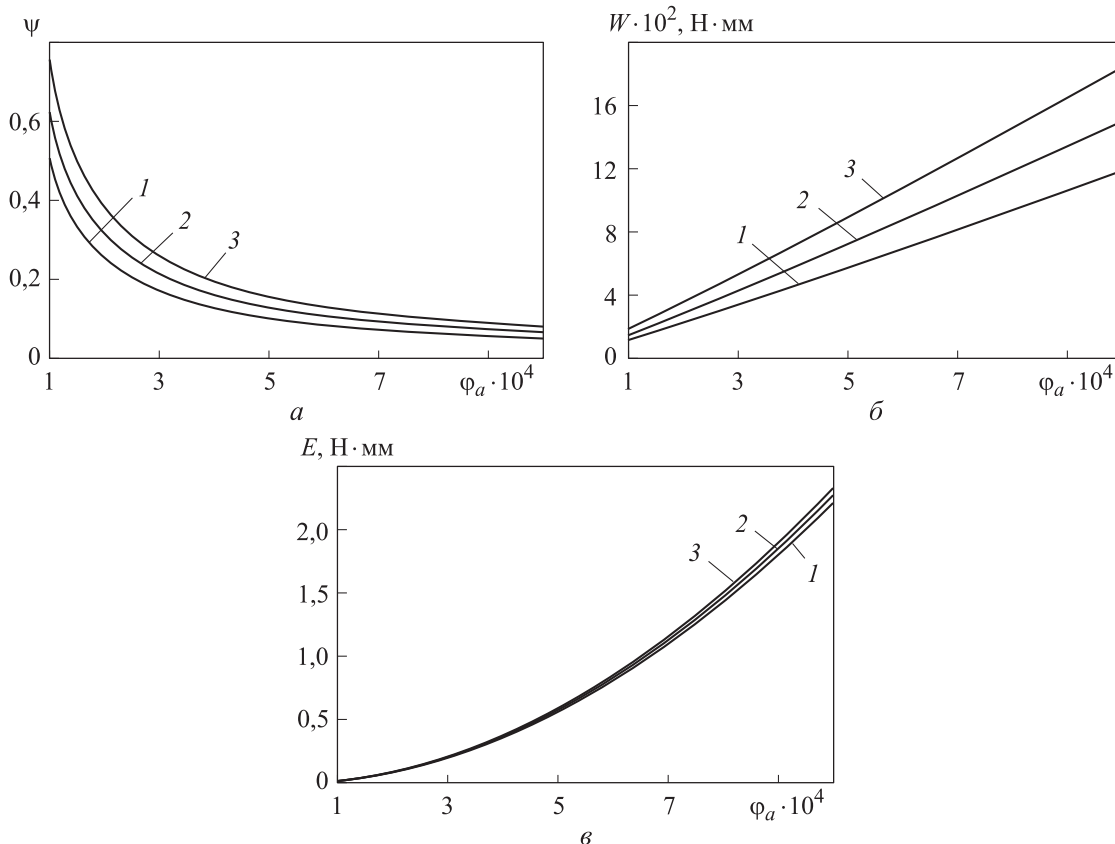


Рис. 4. Зависимости коэффициента поглощения ψ (а), абсолютного рассеяния энергии колебаний за цикл W (б) и энергоемкости E муфты (в) от амплитуды φ_a угла закручивания ее полумуфт при номинальном вращающем моменте $T_0 = 32$ (1), 36 (2) и 40 Н·м (3)

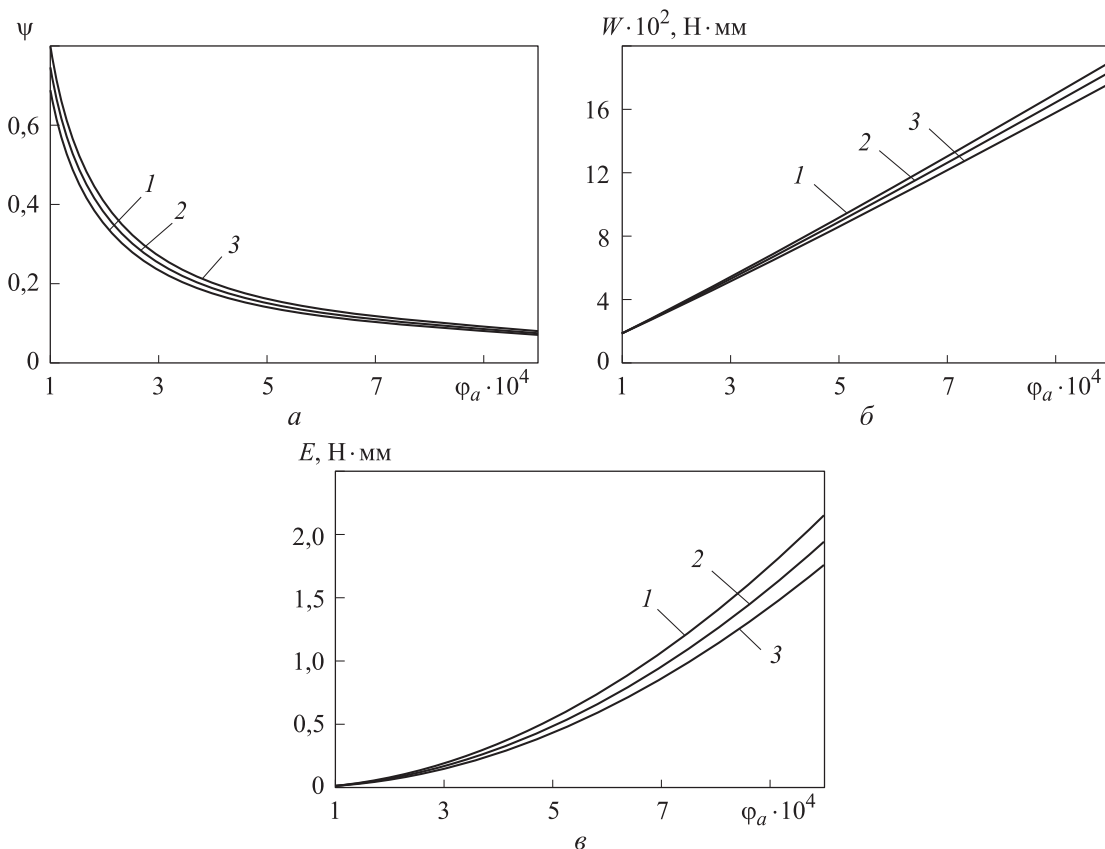


Рис. 5. Зависимости коэффициента поглощения ψ (а), абсолютного рассеяния энергии колебаний за цикл W (б) и энергоемкости E (в) муфты от амплитуды ϕ_a угла закручивания ее полушестерен при расстоянии между плоскостями внутренних торцов зубьев полушестерен $L_0 = 1,5$ (1), 3,0 (2) и 4,5 мм (3)

ты переменной жесткости за цикл колебаний, т. е. ее энергоемкость, вычисляем с учетом ранее приведенных выражений для определения F и F_0 по известной формуле

$$E = z \int_0^{T_0/4} (F - F_0) \dot{x} d\tau = \int_0^{\phi_a} \frac{2}{D_z} (T - T_0) dx, \quad (8)$$

где \dot{x} — текущее приращение перемещения x зуба полушестерен.

После подстановки соотношения (4) в выражение (8) имеем

$$E = \int_0^{\phi_a} (T - T_0) d\phi. \quad (9)$$

Коэффициент поглощения определяем по формуле [20]

$$\psi = W/E. \quad (10)$$

Таким образом, разработанная математическая модель представляет собой совокупность уравнений (1), (2), (7), (9) и (10).

Аналитическое решение уравнений (7) и (9), а следовательно, и (10) с учетом взаимосвязан-

ных выражений (1) и (2) ведет к громоздким и неудобным при практических расчетах формулам для определения параметров W , E и ψ . Поэтому модель реализована в виде интерактивной прикладной программы в компьютерной среде MATLAB.

Для определения влияния параметров конструкции муфты и колебательного процесса на ее демпфирующую способность на базе разработанной программы выполнены численные расчеты характеристик W , E и ψ .

В качестве исходных данных выбраны следующие базовые конструктивные параметры опытного образца муфты шведской фирмы SKF типоразмера Grid Couplings 1020TGV с максимальным вращающим моментом $T = 52 \text{ Н} \cdot \text{м}$ [21]: $T_0 = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $D_z = 53 \text{ мм}$; $z = 28$; $b = 5 \text{ мм}$; $h = 2 \text{ мм}$; $t = 6,25 \text{ мм}$; $L = 17 \text{ мм}$; $L_0 = 3 \text{ мм}$; $L_z = 11 \text{ мм}$; $\rho = 133 \text{ мм}$; $E_u = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $f = 0,75$; $\rho = 133 \text{ мм}$.

Результаты численных расчетов получены в виде графических зависимостей количественных характеристик демпфирования ψ , W и энергоемкости E муфты от амплитуды ϕ_a угла

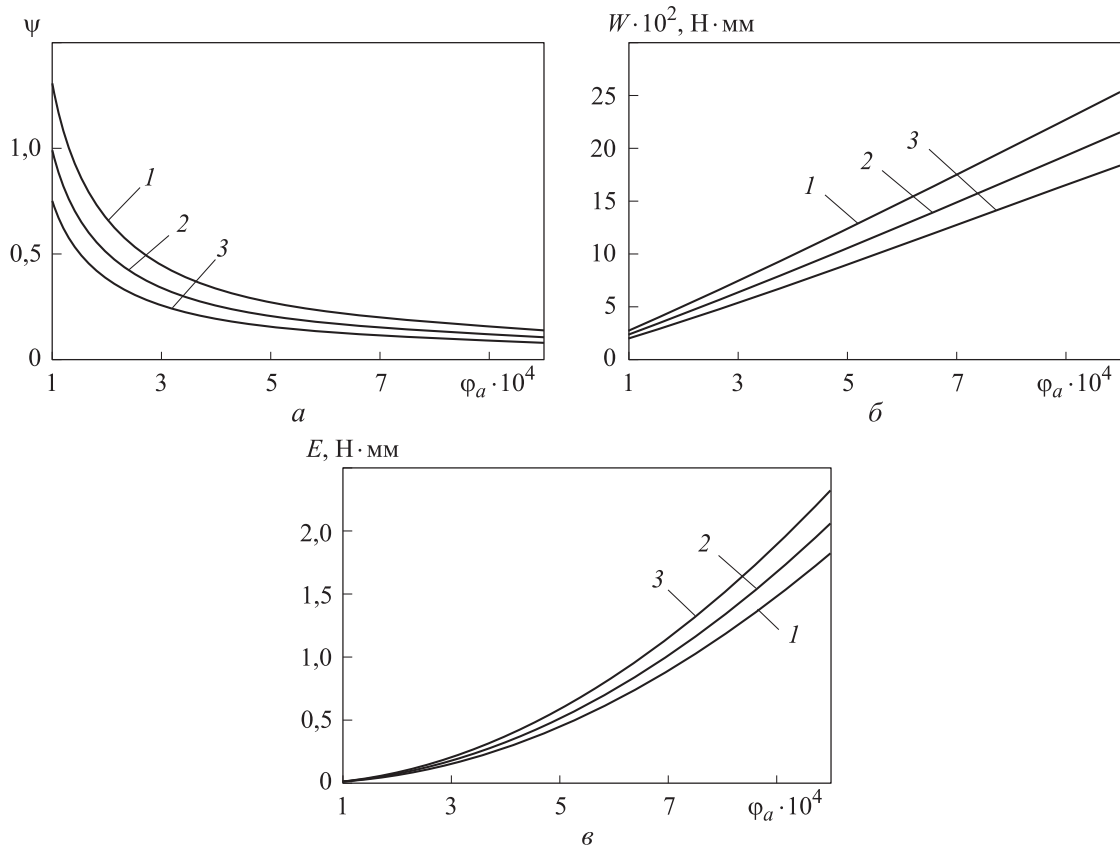


Рис. 6. Зависимости коэффициента поглощения ψ (а), абсолютного рассеяния энергии колебаний за цикл W (б) и энергоемкости E (в) муфты от амплитуды φ_a угла закручивания ее полумуфт при толщине поперечного сечения пружины $h = 1,8$ (1), $1,9$ (2) и 2 мм (3)

закручивания полумуфт при варьировании параметров ее конструкции или колебательного процесса. Примеры таких зависимостей приведены на рис. 4–6.

Анализ результатов выполненных расчетов показал следующее:

- коэффициент поглощения ψ возрастает с увеличением номинального вращающего момента T_0 , расстояния между плоскостями внутренних торцов зубьев полумуфт L_0 , длины зуба L_z и ширины витка пружины по ее средней толщине t и уменьшается с ростом высоты b и толщины h пружины, а также амплитуды угла закручивания полумуфт;
- абсолютное рассеяние энергии колебаний за цикл W увеличивается с возрастанием параметров T_0 , t , φ_a и снижается с ростом параметров L_0 , L_z , b , h ;
- энергоемкость E муфты возрастает с увеличением параметров T_0 , φ_a , b , h и падает с ростом параметров L_0 , L_z , t ;
- полученные расчетные значения коэффициента поглощения, достигающие $\psi = 0,5 \dots 0,8$, подтверждают адекватность разработанной ма-

тематической модели, так как они достаточно хорошо совпадают с обобщенными экспериментальными данными, приведенными в работах [5], [6] и [18]: $\psi = 0,5 \dots 0,6$; $\psi = 0,13 \dots 0,52$ и $\psi = 0,48 \dots 0,65$.

Выводы

1. Разработана математическая модель демпфирования крутильных колебаний в муфте переменной жесткости со змеевидной пружиной, позволяющая определять его количественные характеристики — абсолютное рассеяние энергии колебаний за цикл W и коэффициент поглощения ψ , а также энергоемкость муфты E в зависимости от параметров ее конструкции и колебательного процесса.
2. Предложенная модель реализована в виде прикладной программы в компьютерной среде MATLAB, работа с которой в интерактивном режиме позволяет, варьируя различные конструктивные параметры муфты и характеристики цикла колебаний, оценить их влияние на демпфирующую способность и энергоемкость муфты.

3. Адекватность разработанной математической модели подтверждена хорошим совпадением полученных с ее помощью расчетных значений коэффициентов поглощения с обобщенными экспериментальными данными, приведенными в работах [5], [6] и [18].

Литература

- [1] Ряховский О.А., Иванов С.С. *Справочник по муфтам*. Ленинград, Политехника, 1991. 385 с.
- [2] Ряховский О.А. *Разработка конструкций, исследования, расчеты и стандартизация муфт с неметаллическими упругими элементами*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1985. 302 с.
- [3] Лысенко А.П., Ярцев Б.А. Композиционные упругие муфты. *Труды Крыловского государственного научного центра*, 2018, № 1, с. 13–28, doi: <https://doi.org/10.24937/2542-2324-2018-1-383-13-28>
- [4] Ривин Е.И. *Динамика привода станков*. Москва, Машиностроение, 1966. 204 с.
- [5] Решетов Д.Н. *Детали машин*. Москва, Машиностроение, 1989. 496 с.
- [6] Decker K.H. *Maschinenelemente. Funktion, Gestaltung und Berechnung*. Carl Hanser, 2011. 775 p.
- [7] Решетов Д.Н., Левина З.М., Каминская В.В. и др. *Табличные расчеты деталей станков. Вып. 2. Расчеты цепных передач, червячных передач и муфт*. Москва, Машгиз, 1953. 210 с.
- [8] Палочкин С.В. *Исследование и расчет демпфирования колебаний в контактах деталей машин*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1983. 198 с.
- [9] Мак В.И. Сравнительная оценка упругих муфт с пластинчатыми пружинами при соединении валов турбины и компрессора. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*, 2006, № 4, с. 43–46.
- [10] Filipowicz K. Determining of the static characteristics of a torsionally flexible metal coupling. *Acta Montanistica Slovaca*, 2007, vol. 12, no. 4, pp. 304–308.
- [11] Колягин А.Ю., Палочкин С.В. Экспериментальные исследования демпфирования колебаний в крутильно-мотальном механизме. *Известия вузов. Технология текстильной промышленности*, 2009, № S2, с. 91–95.
- [12] Рудовский П.Н., Палочкин С.В., Колягин А.Ю. и др. Демпфирование колебаний в цилиндрическом теле намотки при изгибе оправки. *Известия вузов. Технология текстильной промышленности*, 2010, № 5, с. 95–100.
- [13] Лабай Н.Ю., Рудовский П.Н., Палочкин С.В. Расчет рассеяния энергии колебаний в цилиндрической текстильной паковке с параллельной намоткой нити. *Известия вузов. Технология текстильной промышленности*, 2011, № 4, с. 61–65.
- [14] Лабай Н.Ю., Палочкин С.В. Экспериментальные исследования демпфирования колебаний в приемно-намоточном механизме. *Известия вузов. Технология текстильной промышленности*, 2013, № 2, с. 121–125.
- [15] Палочкин С.В., Кошкин А.В. Экспериментальное определение коэффициентов поглощения тарельчатых пружин. *Современные проблемы теории машин*, 2017, № 5, с. 45–48.
- [16] Палочкин С.В., Рудовский П.Н. Демпфирование колебаний тарельчатыми пружинами. *Вестник машиностроения*, 2018, № 8, с. 11–17.
- [17] Палочкин С.В., Карнаухов М.А. Демпфирование крутильных колебаний в линейной муфте со змеевидной пружиной. *Технологии и качество*, 2019, № 2, с. 41–47.
- [18] Палочкин С.В., Любченко М.А., Карнаухов М.А. Экспериментальное исследование рассеяния энергии крутильных колебаний в муфте со змеевидной пружиной. *Современные проблемы теории машин*, 2020, № 9, с. 37–41.
- [19] Пановко Я.Г., ред. *Конструкционное демпфирование в неподвижных соединениях*. Рига, Изд-во АН Латв. ССР, 1960. 169 с.
- [20] Фролов К.В., ред. *Вибрации в технике. Т. 6. Защита от вибраций и ударов*. Москва, Машиностроение, 1981. 456 с.
- [21] SKF Couplings. SKF Group, 2018. URL: https://www.skf.com/binary/tcm:12-317965/SKF%20Couplings%20-%2015822_2%20EN_tcm_12-317965.pdf (дата обращения: 25.01.2019).

References

- [1] Ryakhovskiy O.A., Ivanov S.S. *Spravochnik po muftam* [Handbook of couplings]. Leningrad, Politehnika Publ., 1991. 385 p. (In Russ.).
- [2] Ryakhovskiy O.A. *Razrabotka konstruksiy, issledovaniya, raschety i standartizatsiya muft s nemetallicheskimy uprugimi elementami*. Dis. ... d-ra. tekhn. nauk [Design development, research, calculations and standardization of couplings with non-metallic elastic elements. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MHTU Publ., 1985. 302 p. (In Russ.).
- [3] Lysenko A.P., Yartsev B.A. Elastic composite couplings. *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra* [Transactions of the Krylov State Research Centre], 2018, no. 1, pp. 13–28, doi: <https://doi.org/10.24937/2542-2324-2018-1-383-13-28> (in Russ.).
- [4] Rivin E.I. *Dinamika privoda stankov* [Dynamics of machine tool drive]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 204 p. (In Russ.).
- [5] Reshetov D.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 496 p. (In Russ.).
- [6] Decker K.H. *Maschinenelemente. Funktion, Gestaltung und Berechnung*. Carl Hanser, 2011. 775 p.
- [7] Reshetov D.N., Levina Z.M., Kaminskaya V.V. et al. *Tablichnye raschety detaley stankov*. Vyp. 2. *Raschety tsepnnykh peredach, chervyachnykh peredach i muft* [Tabular calculations of machine parts. Vol. 2. Calculation of chain gears, worm gears and couplings]. Moscow, Mashgiz Publ., 1953. 210 p. (In Russ.).
- [8] Palochkin S.V. *Issledovanie i raschet dempfirovaniya kolebaniy v kontaktakh detaley mashin*. Dis. ... kand. tekhn. nauk [Research and calculation of vibration damping in contacts of machine parts. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MHTU Publ., 1983. 198 p. (In Russ.).
- [9] Mak V.I. Comparative estimation of elastic couplings with plate springs in connection of turbine and compressor shafts. *Kompressornoe i energeticheskoe mashinostroenie*, 2006, no. 4, pp. 43–46. (In Russ.).
- [10] Filipowicz K. Determining of the static characteristics of a torsionally flexible metal coupling. *Acta Montanistica Slovaca*, 2007, vol. 12, no. 4, pp. 304–308. (In Russ.).
- [11] Kolyagin A.Yu., Palochkin S.V. Experimental studies on vibration damping in torsion-winding mechanism. *Izvestiya vuzov. Tekhnologiya tekstilnoy promyshlennosti* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Textile Industry Technology], 2009, no. S2, pp. 91–95. (In Russ.).
- [12] Rudovskiy P.N., Palochkin S.V., Kolyagin A.Yu. et al. Vibrations damping in a cylindrical body of winding at a plag bend. *Izvestiya vuzov. Tekhnologiya tekstilnoy promyshlennosti* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Textile Industry Technology], 2010, no. 5, pp. 95–100. (In Russ.).
- [13] Labay N.Yu., Rudovskiy P.N., Palochkin S.V. Calculation of vibration energy dissipation in a cylindrical textile package with parallel thread winding. *Izvestiya vuzov. Tekhnologiya tekstilnoy promyshlennosti* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Textile Industry Technology], 2011, no. 4, pp. 61–65. (In Russ.).
- [14] Labay N.Yu., Palochkin S.V. Experimental research of vibrations damping in a reeling mechanism. *Izvestiya vuzov. Tekhnologiya tekstilnoy promyshlennosti* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Textile Industry Technology], 2013, no. 2, pp. 121–125. (In Russ.).
- [15] Palochkin S.V., Koshkin A.V. Experimental determination of the absorption coefficients of disc springs. *Sovremennyye problemy teorii mashin*, 2017, no. 5, pp. 45–48. (In Russ.).
- [16] Palochkin S.V., Rudovskiy P.N. Damping of vibrations by Belleville springs. *Vestnik mashinostroeniya*, 2018, no. 8, pp. 11–17. (In Russ.).
- [17] Palochkin S.V., Karnaukhov M.A. Torsional vibration damping in a linear coupling with serpentine spring. *Tekhnologii i kachestvo* [Technologies & Quality], 2019, no. 2, pp. 41–47. (In Russ.).
- [18] Palochkin S.V., Lyubchenko M.A., Karnaukhov M.A. Experimental research of the dispersion of energy of torsional vibrations in a serpentine spring coupling. *Sovremennyye problemy teorii mashin*, 2020, no. 9, pp. 37–41. (In Russ.).

- [19] Panovko Ya.G., ed. *Konstruktsionnoe dempfirovanie v nepodvizhnykh soedineniyakh* [Structural damping in fixed joints]. Riga, Izd-vo AN Latv. SSR Publ., 1960. 169 p. (In Russ.).
- [20] Frolov K.V., ed. *Vibratsii v tekhnike. T. 6. Zashchita ot vibratsiy i udarov* [Vibrations in engineering. T. 6. Protection from vibrations and shocks.]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 456 p. (In Russ.).
- [21] *SKF Couplings*. SKF Group, 2018. URL: https://www.skf.com/binary/tcm:12-317965/SKF%20Couplings%20-%2015822_2%20EN_tcm_12-317965.pdf (accessed: 25.01.2019).

Статья поступила в редакцию 08.02.2023

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).

КАРНАУХОВ Максим Алексеевич — аспирант кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: maxkarn@mail.ru).

ЛЮБЧЕНКО Михаил Алексеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ma.ljubchenko@yandex.ru).

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

Information about the authors

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

KARANAUKHOV Maxim Alekseevich — Postgraduate. Department of Basics of Designing Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: maxkarn@mail.ru).

LYUBCHENKO Mikhail Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Basics of Designing Machines. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ma.ljubchenko@yandex.ru).

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

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Палочкин С.В., Карнаухов М.А., Любченко М.А., Рудовский П.Н. Рассеяние энергии в муфтах переменной жесткости со змеевидной пружины при крутильных колебаниях. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 6, с. 3–11, doi: 10.18698/0536-1044-2023-6-3-11

Please cite this article in English as:

Palochkin S.V., Karnaukhov M.A., Lyubchenko M.A., Rudovsky P.N. Energy dissipation in the variable stiffness couplings with a serpentine spring at the torsional vibrations. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 6, pp. 3–11, doi: 10.18698/0536-1044-2023-6-3-11