

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321254>

Оригинальное исследование



Тягово-цепные устройства многозвенного транспортного средства

И.П. Попов

Курганский государственный университет, Курган, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Отмечено, что наиболее тяжелым этапом работы тягача с массивными буксируемыми объектами является режим трогания с места. Это связано с необходимостью преодоления силы трения покоя, которая существенно превышает силу трения движения. В качестве варианта решения этой проблемы можно рассматривать использование начальной кинетической энергии тягача, которая развивается при использовании ограниченно упруго-деформируемых тягово-цепных устройств до начала движения буксируемых объектов.

Цель — анализ эффективности использования упруго-деформируемых тягово-цепных устройств при трогании автопоезда с массивными буксируемыми объектами.

Методы исследований. Аналитическое исследование разработанной математической модели начального этапа трогания автопоезда с упругими сцепками для оптимизации параметров этих устройств с точки зрения повышения эффективности процесса. Для оценки эффективности применения упруго-деформируемых тягово-цепных устройств полученные результаты сопоставляются с аналогичными результатами, соответствующими абсолютно жестким тягово-цепным устройствам.

Результаты. Сопоставление перемещений, скоростей и энергий свидетельствует о высокой эффективности применения упруго-деформируемого тягово-цепного устройства. Использование упруго-деформируемых тягово-цепных устройств дает возможность накопления начальной кинетической энергии аэродромного тягача, что позволяет преодолеть силу трения покоя и обеспечить трогание тяжелых буксируемых объектов.

Заключение. Сопоставление кинематических и динамических параметров тягача с буксируемыми объектами для вариантов с абсолютно жесткими и упруго-деформируемыми тягово-цепными устройствами показывает, что эффективность использования последних возрастает с увеличением числа буксируемых объектов. Упруго-деформируемые тягово-цепные устройства могут вызывать колебания системы тягач–буксируемые объекты. Для их предотвращения тягово-цепные устройства надлежит блокировать в момент их наибольшей деформации.

Ключевые слова: буксировка; трение; энергия; тягово-цепное устройство; жесткость; блокировка; перемещение; скорость; ускорение.

Как цитировать:

Попов И.П. Тягово-цепные устройства многозвенного транспортного средства // Известия МГТУ «МАМИ». 2023. Т. 17, № 1. С. 35–42.

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321254>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321254>

Original study article

Towing couplers of a multi-sectional vehicle

Igor P. Popov

Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: The most difficult stage in the operation of a tractor with heavy towed objects is the starting mode. This is due to the need to overcome the static friction force, which significantly exceeds the motion friction force. As a solution to this problem, the use of the initial kinetic energy of the tractor, which can develop when using limited elastically deformable towing couplers, can be considered.

AIMS: Analysis of efficiency of using elastically deformable towing couplers for a road train with heavy towed objects at the starting mode.

METHODS: The analytical research of the developed mathematical model of the initial stage of starting of a road train with elastic couplings was carried out for optimization of properties of these devices with regard to the process efficiency improvement. In order to assess the effectiveness of using elastically deformable towing couplers, the results obtained should be compared with similar results corresponding to absolutely rigid towing couplers.

RESULTS: Comparison of displacements, velocities and energies testifies to the high efficiency of the elastically deformable towing coupler. The use of elastically deformable towing couplers gives the ability to accumulate the initial kinetic energy of an airfield tractor, which makes it possible to overcome the static friction force and ensure the starting of heavy towed objects.

CONCLUSIONS: Comparison of the kinematic and dynamic parameters of the tractor with towed objects for options with completely rigid and elastically deformable towing couplers shows that the efficiency of using the latter increases with an increase in the number of towed objects. Elastically deformable towing couplers can cause oscillations of the tractor-towed objects system. In order to prevent them, the towing couplers must be locked at the time of their greatest deformation.

Keywords: *towing; friction; energy; towing device; stiffness; locking; motion; velocity; acceleration.*

To cite this article:

Popov IP. Towing couplers of a multi-sectional vehicle. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2023;17(1):35–42. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-321254>

Received: 15.11.2022

Accepted: 01.04.2023

Published online: 15.04.2023

ВВЕДЕНИЕ

Наиболее тяжелым этапом работы тягача с массивными буксируемыми объектами является режим трогания с места [1, 2]. Это связано с необходимостью преодоления силы трения покоя, которая существенно превышает силу трения движения.

В качестве варианта решения этой проблемы можно рассматривать использование начальной кинетической энергии тягача [3, 4], которая может развиваться при использовании ограниченно упруго-деформируемых тягово-цепных устройств.

Для оптимизации математической модели далее принимаются допущения: тяговое усилие F на крюке тягача — величина неизменная; инертные массы тягача и буксируемых объектов одинаковы и равны m .

Тягач и один буксируемый объект

Динамика тягача описывается выражением:

$$F = m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k(x_1 - x_2). \quad (1)$$

Здесь x_1, x_2 — пути, пройденные тягачом и буксируемым объектом; k — коэффициент упругости тягово-цепного устройства.

Динамика буксируемого объекта описывается выражением:

$$0 = m \frac{d^2 x_2}{dt^2} - k(x_1 - x_2).$$

Перемещение тягача равно

$$x_1 = \frac{m}{k} \frac{d^2 x_2}{dt^2} + x_2. \quad (2)$$

Формула (1) с учетом (2) приобретает вид:

$$F = \frac{m^2}{k} \frac{d^4 x_2}{dt^4} + m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + kx_2 - kx_2 = \frac{m^2}{k} \frac{d^4 x_2}{dt^4} + 2m \frac{d^2 x_2}{dt^2}. \quad (3)$$

Обозначив

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} = z, \quad (4)$$

получим выражение (3), принимающее вид:

$$z'' + 2 \frac{k}{m} z = \frac{kF}{m^2}. \quad (5)$$

Общее решение уравнения (5) имеет вид:

$$z = C_1 \cos \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + C_2 \sin \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + \frac{F}{2m}.$$

Начальные условия: при $t = 0$ $d^2 x_2 / dt^2 = z = 0$, поскольку тягово-цепное устройство не деформировано и к буксируемому объекту сила не приложена.

В связи с этим при $t = 0$ $C_1 = -\frac{F}{2m}$.

Используя C_1 , получим: $z = -\frac{F}{2m} \cos \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + C_2 \sin \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + \frac{F}{2m}$. (6)

Из выражения (4) следует:

$$v_2 = \int z dt = -\frac{F}{2m} \sqrt{\frac{m}{2k}} \sin \sqrt{2 \frac{k}{m}} t - C_2 \sqrt{\frac{m}{2k}} \cos \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + \frac{F}{2m} t + C_3,$$

$$x_2 = \int v_2 dt = \frac{F}{4k} \cos \sqrt{2 \frac{k}{m}} t - C_2 \frac{m}{2k} \sin \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + \frac{F}{4m} t^2 + C_3 t + C_4. \quad (7)$$

Решая совместно выражения (2), (4), (6) и (7), можно записать

$$x_1 = -\frac{F}{2k} \cos \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + C_2 \frac{m}{k} \sin \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + \frac{F}{2k} + \frac{F}{4k} \cos \sqrt{2 \frac{k}{m}} t - C_2 \frac{m}{2k} \sin \sqrt{2 \frac{k}{m}} t + \frac{F}{4m} t^2 + C_3 t + C_4,$$

$$v_1 = \frac{dx_1}{dt} = \frac{F}{2k} \sqrt{\frac{k}{m}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + C_2 \sqrt{\frac{k}{m}} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t - \frac{F}{4k} \sqrt{\frac{k}{m}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t - C_2 \sqrt{\frac{k}{m}} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{2m} t + C_3$$

$$a_1 = \frac{dv_1}{dt} = \frac{F}{2k} \sqrt{\frac{k}{m}} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t - C_2 \sqrt{\frac{k}{m}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t - \frac{F}{4k} \sqrt{\frac{k}{m}} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + C_2 \sqrt{\frac{k}{m}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{2m},$$

где при принятых начальных условиях

$$C_4 = -\frac{F}{4k}, \quad C_2 = 0, \quad C_3 = 0.$$

С учетом установленных коэффициентов решения для тягача и буксируемого объекта приобретают вид:

$$x_1 = -\frac{F}{4k} \cos \sqrt{\frac{2k}{m}} t + \frac{F}{4m} t^2 + \frac{F}{4k},$$

$$x_2 = \frac{F}{4k} \cos \sqrt{\frac{2k}{m}} t + \frac{F}{4m} t^2 - \frac{F}{4k},$$

$$v_1 = \frac{F}{2\sqrt{2km}} \sin \sqrt{\frac{2k}{m}} t + \frac{F}{2m} t,$$

$$v_2 = -\frac{F}{2\sqrt{2km}} \sin \sqrt{\frac{2k}{m}} t + \frac{F}{2m} t,$$

$$a_1 = \frac{F}{2m} \cos \sqrt{\frac{2k}{m}} t + \frac{F}{2m}, \quad a_2 = -\frac{F}{2m} \cos \sqrt{\frac{2k}{m}} t + \frac{F}{2m}.$$

Период τ_2 , за который тягово-цепное устройство подвергнется максимальной деформации [8–10], определяется следующим образом (индекс «2» равен числу массивных элементов — тягач и буксируемый объект):

$$a_1(\tau_2) - \frac{F}{2m} = 0 \quad \text{или} \quad \frac{F}{2m} \cos \sqrt{\frac{2k}{m}} \tau_2 = 0,$$

$$\sqrt{\frac{k}{m}} \tau_2 = \frac{\pi}{2}, \quad \tau_2 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{2k}}.$$

За период τ_2 тягач переместится на величину

$$x_1(\tau_2) = -\frac{F}{4k} \cos \sqrt{\frac{2k}{m}} \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{2k}} + \frac{F}{4m} \frac{\pi^2}{4} \frac{m}{2k} + \frac{F}{4k} = \frac{F\pi^2}{32k} + \frac{F}{4k}.$$

При этом его скорость станет равна

$$v_1(\tau_2) = \frac{F}{2\sqrt{2km}} \sin \sqrt{\frac{2k}{m}} \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{2k}} + \frac{F}{2m} \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{2k}} = \frac{F}{2\sqrt{2km}} + \frac{F\pi}{4\sqrt{2km}}$$

Для оценки эффективности применения упруго-деформируемого тягово-цепного устройства полученные результаты следует сопоставить с аналогичными результатами, соответствующими абсолютно жесткому тягово-цепному устройству.

$$a = \frac{F}{2m}, \quad v = \frac{F}{2m} t, \quad x = \frac{F}{4m} t^2.$$

$$x(\tau_2) = \frac{F}{4m} \frac{\pi^2}{4} \frac{m}{2k} = \frac{F\pi^2}{32k},$$

$$v(\tau_2) = \frac{F}{2m} \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{2k}} = \frac{F\pi}{4\sqrt{2km}}.$$

$$\frac{x_1(\tau_2)}{x(\tau_2)} = \frac{F\pi^2/(32k) + F/(4k)}{F\pi^2/(32k)} = 1 + \frac{32}{4\pi^2} \approx 1,81.$$

$$\frac{v_1(\tau_2)}{v(\tau_2)} = \frac{F/(2\sqrt{2km}) + F\pi/(4\sqrt{2km})}{F\pi/(4\sqrt{2km})} = 1 + \frac{2}{\pi} \approx 1,64.$$

$$\frac{E_1(\tau_2)}{E(\tau_2)} = 2,69.$$

Здесь $E_1(\tau_2), E(\tau_2)$ — кинетические энергии тягача.

Сопоставление перемещений, скоростей и энергий свидетельствует о высокой эффективности применения упруго-деформируемого тягово-цепного устройства.

Тягач и два буксируемых объекта

Динамика тягача и буксируемых объектов описывается выражениями:

$$F = m \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k(x_1 - x_2), \quad (8)$$

$$k(x_1 - x_2) = m \frac{d^2 x_2}{dt^2} + k(x_2 - x_3), \quad (9)$$

$$k(x_2 - x_3) = m \frac{d^2 x_3}{dt^2}.$$

Перемещение второго буксируемого объекта равно

$$x_2 = \frac{m}{k} \frac{d^2 x_3}{dt^2} + x_3. \quad (10)$$

Дифференцирование этой формулы дает

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} = \frac{m}{k} \frac{d^4 x_3}{dt^4} + \frac{d^2 x_3}{dt^2}.$$

Уравнение (9) с учетом двух последних формул приобретает вид:

$$x_1 = \frac{m}{k} \frac{d^2 x_2}{dt^2} + 2x_2 - x_3 = \frac{m^2}{k^2} \frac{d^4 x_3}{dt^4} + \frac{m}{k} \frac{d^2 x_3}{dt^2} + 2 \frac{m}{k} \frac{d^2 x_3}{dt^2} + 2x_3 - x_3 = \frac{m^2}{k^2} \frac{d^4 x_3}{dt^4} + 3 \frac{m}{k} \frac{d^2 x_3}{dt^2} + x_3. \quad (11)$$

Дифференцирование этой формулы дает

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{m^2}{k^2} \frac{d^6 x_3}{dt^6} + 3 \frac{m}{k} \frac{d^4 x_3}{dt^4} + \frac{d^2 x_3}{dt^2}.$$

Уравнение (8) с учетом полученных формул приобретает вид:

$$\frac{d^6 x_3}{dt^6} + 4 \frac{k}{m} \frac{d^4 x_3}{dt^4} + 3 \frac{k^2}{m^2} \frac{d^2 x_3}{dt^2} = \frac{k^2 F}{m^3}. \quad (12)$$

При обозначении

$$\frac{d^2 x_3}{dt^2} = z \quad (13)$$

выражение (12) принимает вид:

$$z'''' + 4 \frac{k}{m} z'' + 3 \frac{k^2}{m^2} z = \frac{k^2 F}{m^3}. \quad (14)$$

Общее решение уравнения (14) имеет вид:

$$z = C_1 \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t + C_2 \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t + C_3 \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + C_4 \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{3m}. \quad (15)$$

Из выражения (13) следует:

$$v_3 = \int z dt = C_1 \sqrt{\frac{m}{3k}} \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t - C_2 \sqrt{\frac{m}{3k}} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t + C_3 \sqrt{\frac{m}{k}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t - C_4 \sqrt{\frac{m}{k}} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{3m} t + C_5, \quad (16)$$

$$x_3 = \int v_3 dt = -C_1 \frac{m}{3k} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t - C_2 \frac{m}{3k} \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t - C_3 \frac{m}{k} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t - C_4 \frac{m}{k} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{6m} t^2 + C_5 t + C_6. \quad (17)$$

Решая совместно выражения (10), (13), (15) и (17), можно записать

$$x_2 = \frac{2m}{3k} C_1 \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{2m}{3k} C_2 \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{3k} + \frac{F}{6m} t^2 + C_5 t + C_6, \quad (18)$$

$$v_2 = \frac{dx_2}{dt} = -\frac{2}{3} \sqrt{\frac{3m}{k}} C_1 \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{2}{3} \sqrt{\frac{3m}{k}} C_2 \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{3m} t + C_5, \quad (19)$$

$$a_2 = \frac{dv_2}{dt} = -2C_1 \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t - 2C_2 \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{3m}. \quad (20)$$

Решая совместно выражения (11), (20), (18) и (17), можно записать:

$$x_1 = -C_1 \frac{m}{3k} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t - C_2 \frac{m}{3k} \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t + C_3 \frac{m}{k} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + C_4 \frac{m}{k} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{k} + \frac{F}{6m} t^2 + C_5 t + C_6, \quad (21)$$

$$v_1 = \frac{dx_1}{dt} = C_1 \sqrt{\frac{m}{3k}} \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t - C_2 \sqrt{\frac{m}{3k}} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t - C_3 \sqrt{\frac{m}{k}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + C_4 \sqrt{\frac{m}{k}} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{3m} t + C_5, \quad (22)$$

$$a_1 = \frac{dv_1}{dt} = C_1 \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t - C_2 \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t - C_3 \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{3m}. \quad (23)$$

В выражениях (16), (17), (18), (19), (20), (21), (22) и (23) для принятых начальных условий:

$$C_1 = \frac{F}{6m}, C_2 = 0, C_3 = -\frac{F}{2m}, C_4 = 0, C_5 = 0, C_6 = -\frac{4F}{9k}.$$

С учетом установленных коэффициентов решения для тягача и буксируемых объектов приобретают вид:

$$x_1 = -\frac{F}{18k} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t - \frac{F}{2k} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{6m} t^2 + \frac{5F}{9k},$$

$$x_2 = \frac{F}{9k} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{6m} t^2 - \frac{F}{9k},$$

$$x_3 = -\frac{F}{18k} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{2k} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{6m} t^2 - \frac{4F}{9k},$$

$$v_1 = \frac{F}{6\sqrt{3km}} \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{2\sqrt{km}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{3m} t,$$

$$v_2 = -\frac{F}{3\sqrt{3km}} \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{3m} t,$$

$$v_3 = \frac{F}{6\sqrt{3km}} \sin \sqrt{\frac{3k}{m}} t - \frac{F}{2\sqrt{km}} \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{3m} t,$$

$$a_1 = \frac{F}{6m} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{2m} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{3m},$$

$$a_2 = -\frac{F}{3m} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t + \frac{F}{3m},$$

$$a_3 = \frac{F}{6m} \cos \sqrt{\frac{3k}{m}} t - \frac{F}{2m} \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + \frac{F}{3m}.$$

При этом период τ_3 , за который тягово-цепное устройство подвергнется максимальной деформации,

$$\text{равен } \tau_3 = 0,427\pi \sqrt{\frac{m}{k}}.$$

За этот период τ_3 тягач переместится на величину

$$x_1(\tau_3) = 0,78 \frac{F}{k}, \text{ а его скорость станет равна}$$

$$v_1(\tau_3) = \frac{F}{\sqrt{km}}.$$

Для оценки эффективности применения упруго-деформируемых тягово-цепных устройств полученные результаты следует сопоставить с аналогичными результатами, соответствующими абсолютно жестким тягово-цепным устройствам:

$$a = \frac{F}{3m}, v = \frac{F}{3m} t, x = \frac{F}{6m} t^2,$$

$$x(\tau_3) = \frac{F}{6m} \left(0,427\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \right)^2 = 0,3 \frac{F}{k},$$

$$v(\tau_3) = \frac{F}{3m} \cdot 0,427\pi \sqrt{\frac{m}{k}} = 0,45 \frac{F}{\sqrt{mk}}.$$

$$\frac{x_1(\tau_3)}{x(\tau_3)} = 2,6, \frac{v_1(\tau_3)}{v(\tau_3)} = 2,22, \frac{E_1(\tau_3)}{E(\tau_3)} = 4,93.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование упруго-деформируемых тягово-цепных устройств дает возможность накопления начальной кинетической энергии тягача, что позволяет преодолеть силу трения покоя и обеспечить трогание тяжелых буксируемых объектов.

Сопоставление кинематических и динамических параметров тягача с буксируемыми объектами

Таблица 1. Сопоставление кинематических и динамических параметров

Table 1: Comparison of kinematic and dynamic parameters

Число массивных элементов	$\frac{x_1(\tau)}{x(\tau)}$	$\frac{v_1(\tau)}{v(\tau)}$	$\frac{E_1(\tau)}{E(\tau)}$
2	1,81	1,64	2,69
3	2,6	2,22	4,93

для вариантов с абсолютно жесткими и упруго-деформируемыми тягово-цепными устройствами (см. табл.) показывает, что эффективность использования последних возрастает с увеличением числа буксируемых объектов.

Упруго-деформируемые тягово-цепные устройства могут вызывать колебания системы тягач–буксируемые объекты. Для их предотвращения тягово-цепные устройства надлежит блокировать в момент их наибольшей деформации.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад автора. Автор подтверждает соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (автор внес существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочел и одобрил финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Author’s contribution. The author confirms that his authorship complies with the international *ICMJE* criteria (the author made a significant contribution to the development of the concept, research and preparation of the article, read and approved the final version before publication).

Competing interests. The author declares that they have no competing interests.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попов И.П. Компенсация пиковых нагрузок транспортно-технологических машин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2020. № 3 (132). С. 85–93. doi: 10.18698/0236-3941-2020-3-85-93
2. Попов И.П. Накопитель энергии для транспортно-технологических машин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2019. Т. 19, № 4. С. 61–68. doi: 10.14529/engin190407
3. Попов И.П. Математическая модель искусственной электрической емкости для снижения пиковой нагрузки маневрового тепловоза // Прикладная математика и вопросы управления. 2019. № 3. С. 57–64. doi: 10.15593/2499-9873/2019.3.03
4. Попов И.П. Инертно-емкостной накопитель энергии для маневрового тепловоза // Мир транспорта. 2019. Т. 17, № 3. С. 82–87. doi: 10.30932/1992-3252-2019-17-3-82-87
5. Попов И.П. О резонансе и антирезонансе // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2019. № 4. С. 45–48. doi: 10.52190/1729-6552_2021_2_14
6. Попов И.П. Применение символического (комплексного) метода для расчета сложных механических систем при гармонических воздействиях // Прикладная физика и математика. 2019. № 4. С. 14–24. doi: 10.25791/pfim.04.2019.828
7. Popov I.P. Application of the Symbolic (Complex) Method to Study Near-Resonance Phenomena // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. Vol. 49, No. 12. P. 1053–1063. doi: 10.3103/S1052618820120122
8. Попов И. П. Расчет механических колебаний в поле комплексных чисел // Труды МАИ. 2020. № 115. doi: 10.34759/trd-2020-115-01
9. Попов И.П. Вынужденные колебания механических систем в установившемся режиме // Машиностроение и инженерное образование. 2019. № 4 (61). С. 13–19.
10. Попов И.П. Расчет параметров механических систем при гармонических колебаниях // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2021. № 4. С. 29–35. doi: 10.14489/hb.2021.04.pp.029-035

REFERENCES

1. Popov IP. Compensation of peak loads of transport and technological machines. *Vestnik MG TU im. N.E. Baumana. Seriya «Mashinostroenie»*. 2020;3(132):85–93. doi: 10.18698/0236-3941-2020-3-85-93
2. Popov IP. Energy storage for transport and technological machines. *Vestnik YuUrGU. Seriya «Mashinostroenie»*. 2019;19(4):61–68. doi: 10.14529/engin190407
3. Popov IP. Mathematical model of an artificial electric capacitance to reduce the peak load of a shunting diesel locomotive. *Prikladnaya matematika i voprosy upravleniya*. 2019;3:57–64. doi: 10.15593/2499–9873/2019.3.03
4. Popov IP. Inert-capacitive energy storage for shunting diesel locomotive. *Mir transporta*. 2019;17(3):82–87. doi: 10.30932/1992-3252-2019-17-3-82-87
5. Popov IP. About resonance and antiresonance. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*. 2019;4:45–48. doi: 10.52190/1729-6552_2021_2_14
6. Popov IP. Application of the symbolic (complex) method for the calculation of complex mechanical systems under harmonic effects. *Prikladnaya fizika i matematika*. 2019;4:14–24. doi: 10.25791/pfim.04.2019.828
7. Popov IP. Application of the Symbolic (Complex) Method to Study Near-Resonance Phenomena. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2020;49(12):1053–1063. doi: 10.3103/S1052618820120122
8. Popov IP. Calculation of mechanical vibrations in the field of complex numbers. *Trudy MAI*. 2020:115. doi: 10.34759/trd-2020-115-01
9. Popov IP. Forced vibrations of mechanical systems in steady state. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie*. 2019;4(61):13–19.
10. Popov IP. Calculation of the parameters of mechanical systems with harmonic vibrations. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*. 2021;4:29–35. doi: 10.14489/hb.2021.04.pp.029-035

ОБ АВТОРЕ

Попов Игорь Павлович,

канд. техн. наук,
доцент кафедры «Технология машиностроения,
металлорежущие станки и инструменты»;
адрес: Российская Федерация, 640020, Курган,
ул. Советская, д. 63/4;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8683-0387>;
eLibrary SPIN: 9668-2780;
e-mail: uralakademia@kurganstalmost.ru

AUTHOR'S INFO

Igor P. Popov,

Cand. Sci. (Tech.),
Associate Professor of the Technology of Mechanical Engineering,
Machine Tools and Instruments Department;
address: 63/4 Sovetskaya street, 640020 Kurgan,
Russian Federation;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8683-0387>;
eLibrary SPIN: 9668-2780;
e-mail: uralakademia@kurganstalmost.ru