
МЕХАНИКА МАШИН

УДК 62.752.2

ДИНАМИЧЕСКИЙ ГАСИТЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ
С РЕГУЛИРУЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ© 2023 г. А. Н. Зотов^а, А. П. Токарев^{а,*}^аУфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия

*e-mail: art-tokarev@yandex.ru

Поступила в редакцию 26.12.2022 г.

После доработки 04.06.2023 г.

Принята к публикации 20.06.2023 г.

Статья посвящена разработке динамического гасителя колебаний, представляющего собой систему, в которой пневмопружина перемещается между направляющими заданной формы перпендикулярно их оси симметрии. Форма направляющих определяется из условия, что характеристика динамического гасителя – линейная, что эквивалентно пружине с заданной жесткостью. Основным недостатком большинства современных динамических гасителей является то, что они эффективны при работе только на определенной частоте вынуждающей силы, действующей на защищаемый объект. При небольшом изменении этой частоты, амплитуда защищаемого объекта может многократно возрасти. В статье доказано, что, изменяя расчетным образом давление в пневмопружине предлагаемого гасителя, можно получить заданную жесткость динамического гасителя, при которой он эффективен при различных частотах вынуждающей силы.

Ключевые слова: динамический гаситель колебаний, направляющие, пневмопружина, частота колебаний, резонанс

DOI: 10.31857/S0235711923050176, **EDN:** UAFWLW

Динамическим гасителем колебаний, в простейшем случае можно считать заданную массу m_2 , которая соединена через пружину жесткостью c_2 с защищаемым от вибрации подпружиненным объектом массой m_1 (рис. 1а).

Такая система имеет две степени свободы, и амплитуда колебаний защищаемого объекта при возмущающей силе $F_0 \sin(pt)$ определяется формулой [1]

$$A_1 = \frac{F_0(c_2 - m_2 p^2)}{(c_1 + c_2 - m_1 p^2)(c_2 - m_2 p^2) - c_2^2}, \quad (1)$$

где F_0 – амплитуда возмущающей силы; p – частота возмущающей силы; c_1 – жесткость пружины, соединяющей защищаемый объект с основанием; c_2 – жесткость динамического гасителя; m_1 – масса защищаемого объекта; m_2 – масса динамического гасителя.

На рис. 1б представлена зависимость $A_1(p)$, полученная по формуле (1) при следующих данных: $F_0 = 1$ Н; $c_1 = 1$ Н/м; $c_2 = 1$ Н/м; $m_1 = 1$ кг; $m_2 = 0.1$ кг. Масса динамического гасителя принята $m_2 = 0.1m_1$ по рекомендации, приведенной в источнике [2].

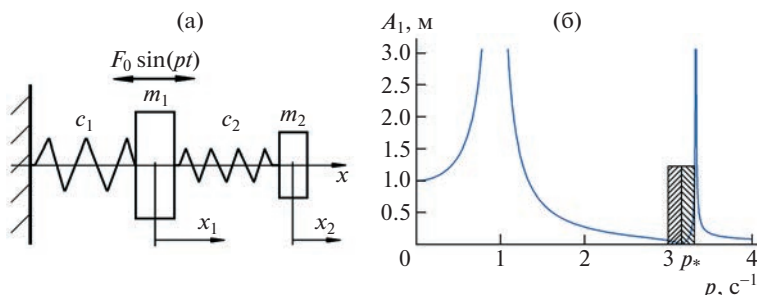


Рис. 1. Схема (а) и характеристика (б) динамического гасителя.

При определенной частоте $p_* = \sqrt{c_2/m_2} \approx 3.16$ амплитуда $A_1(p_*) = 0$. На рис. 16 штриховкой показано как изменяется амплитуда A_1 при малом изменении частоты p_* ($p_{*1} = 0.95p_*$; $p_{*2} = 1.05p_*$). Пятипроцентное увеличение частоты возмущающей силы приводит практически к резонансу (рис. 1). Это основной недостаток динамических гасителей. Решению этой проблемы посвящено множество работ [3–9].

Для того, чтобы при изменении частоты возмущающей силы амплитуда колебаний защищаемого объекта равнялась нулю, должно выполняться следующее условие:

$\frac{c_2}{m_2} = p^2$. Для выполнения этого условия при заданных частотах можно изменять или массу динамического гасителя m_2 (при $c_2 = \text{const}$), как это предложено в источнике [10], или изменять величину c_2 (при $m_2 = \text{const}$), чему посвящена статья [11].

Считается, что динамический гаситель был изобретен Фрамом в 1909 г. [12] (в средние века на востоке динамический гаситель в виде подвешенного бревна использовали для сейсмозащиты, например, пагод). Динамические гасители используются во многих отраслях человеческой деятельности, в первую очередь, в машиностроении (судостроение, космонавтика, автомобилестроение), в последнее время широко стали применять в строительстве. Теоретические основы расчета динамических гасителей были заложены в работах Дж.П. Ден-Гартога [13] и С.П. Тимошенко [14]. Динамические гасители чаще всего применяют при гашении резонансных колебаний в конструкциях, обладающих малым затуханием. Известны динамические гасители, в состав которых входят дополнительные связи в виде устройств для преобразования движения, а также сочленение с Г-образным твердым телом, которое установлено на упругих опорах [15]. Существуют многочастотные динамические гасители колебаний [16]. Эффективность динамического гасителя существенно зависит от массы (момента инерции) дополнительного объекта. При малой массе дополнительного объекта полоса гашения колебаний оказывается весьма узкой. Идеи динамического гашения колебаний получили широкое применение в динамике приводов, в которых для получения динамических эффектов используются центробежные силы инерции. В системах с несколькими степенями свободы режимы динамического гашения колебаний могут возникать в механизмах, имеющих конструктивные особенности, из-за которых движение по одной из координат компенсируется движением по другим координатам без привлечения специальных средств. Одним из направлений изучения режимов динамического гашения является введение дополнительных динамических связей, таких, как механические колебательные структуры и механизмы [17]. Известны динамические гасители, в которых используется упругая емкость, частично заполненная жид-

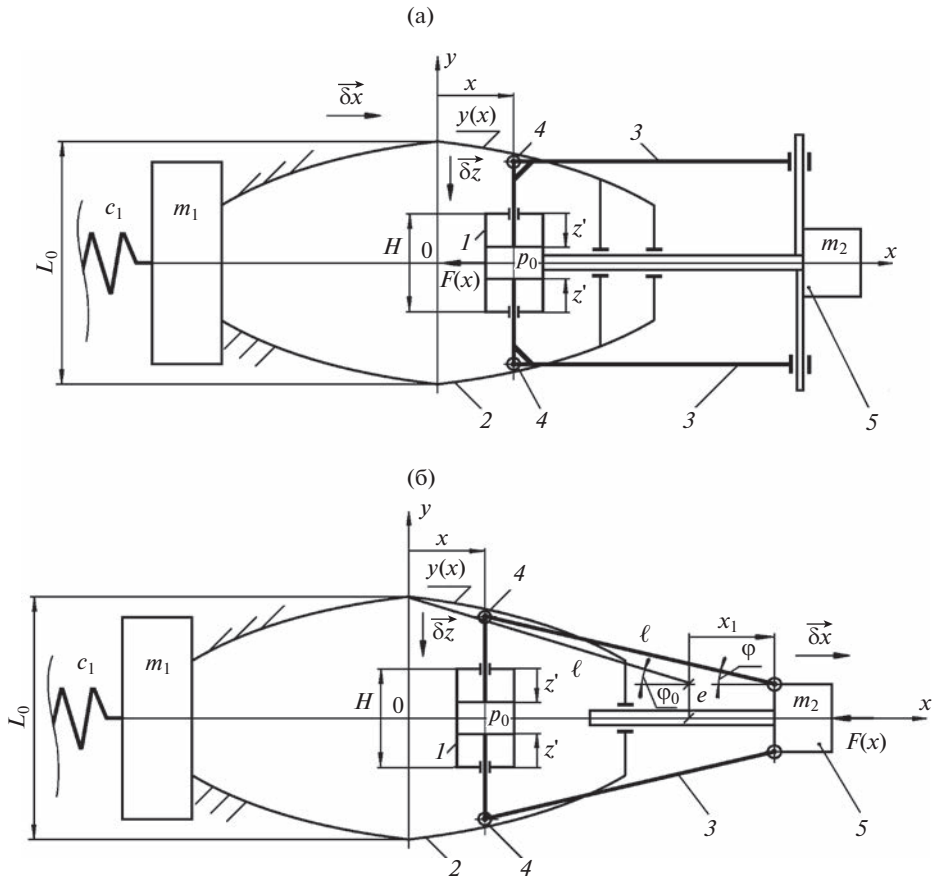


Рис. 2. Предлагаемые схемы динамического гасителя.

костью. Рассматриваемый гаситель имеет большую плотность резонансных частот [18].

Нами предлагается динамический гаситель, у которого жесткость дополнительной пружины может изменяться в необходимых пределах. Такой гаситель предлагается использовать в механизмах, у которых частота возмущающей силы меняется в процессе эксплуатации. Например, предполагается их использование при виброзащите двигателей внутреннего сгорания, поршневых насосов, компрессоров. Также предлагаемый динамический гаситель может применяться для электродвигателей магистральных насосных агрегатов с частотным регулированием режимов работы.

Определение параметров динамического гасителя для получения заданной жесткости дополнительной пружины. Два варианта схем предлагаемого динамического гасителя представлены на рис. 2.

Для получения изменяемой жесткости c_2 дополнительной пружины (рис. 1а) предлагаются системы, в которых пневмопружина 1 перемещается между направляющими расчетной формы 2, жестко соединенными с защищаемым объектом, перпендикулярно их оси симметрии. Стержни 3 соединены с роликами 4, контактирующими с направляющими, и шарнирно с дополнительной массой 5.

В варианте (рис. 2а) стержни 3 остаются все время параллельными оси x и перемещение пневмопружины 1 равно перемещению дополнительной массы 5. В варианте (рис. 2б) эти перемещения не равны. Масса динамического гасителя m_2 учитывает массу пневмопружины. Принимаем радиусы роликов, контактирующих с направляющими равными нулю. Рассмотрим расчет направляющих для варианта (рис. 2а). Для получения восстанавливающей силы $F(x) = -c_2x$ воспользуемся зависимостью (2). Трением пренебрегаем.

$$-\int F_{pn} dz = \int F(x) dx, \quad (2)$$

где $z = 2\left(\frac{L_0}{2} - y\right)$; $dz = d(L_0 - 2y) = -2dy$; $F_{pn} = \frac{H^n A p_0}{(H - z)^n}$ – характеристика пневмопружины; H – высота цилиндра пневмопружины; A – площадь поршня, ($A = \pi D^2/4$); D – диаметр поршня пневмопружины; p_0 – начальное избыточное давление в пневмопружине; $y(x)$ – функция, определяющая форму направляющих; $n = 1.25$ – показатель политропы [1].

Взяв неопределенные интегралы (2), получим выражение

$$\frac{AH^n p_0 (H - L_0 + 2y)^{1-n}}{n-1} = \frac{c_2 x^2}{2} + C. \quad (3)$$

Определим постоянную интегрирования C из выражения (3) при условии, что $y(x=0) = \frac{L_0}{2}$. Получаем $C = \frac{AHp_0}{n-1}$.

Подставив эту постоянную в выражение (3) и, опуская выкладки, получим зависимость $y(x)$ при которой восстанавливающая сила линейная $F(x) = -c_2x$.

$$y = \frac{L_0}{2} - \frac{H}{2} + 0.5 \left(\frac{(n-1)c_2 x^2}{2AH^n p_0} + H^{1-n} \right)^{1/(1-n)}. \quad (4)$$

На рис. 3а представлены зависимости, полученные по формуле (4), при разных значениях коэффициента c_2 . Показана зависимость при $x > 0$ и $y > 0$.

При определении формы направляющих в варианте (рис. 3б) следует учесть, что формула (2) приобретает вид

$$\int \frac{2H^n A p_0}{(H - (L_0 - 2y))^n} dy = \int -c_2 \cdot x_1 dx_1, \quad (5)$$

где $x_1 = x + \sqrt{\ell^2 - (y - e)^2} - \sqrt{\ell^2 - \left(\frac{L_0}{2} - e\right)^2}$ (рис. 2б).

Взяв неопределенные интегралы, и вычислив в постоянную интегрирования получаем зависимость $y(x)$ для варианта (рис. 2б).

$$y = \frac{L_0}{2} - \frac{H}{2} + 0.5 \left(\frac{(n-1)c_2 \left(x + \sqrt{\ell^2 - (y - e)^2} - \sqrt{\ell^2 - \left(\frac{L_0}{2} - e\right)^2} \right)^2}{2AH^n p_0} + H^{1-n} \right)^{1/(1-n)}. \quad (6)$$

Численное решение уравнения (6) представлено на рис. 2б.

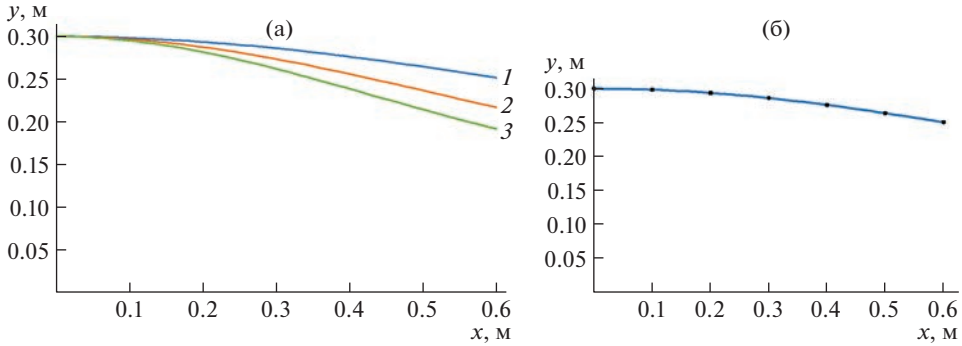


Рис. 3. Зависимости формы направляющих $y(x)$ при разных значениях коэффициента c_2 : $L_0 = 0.6 \text{ м}$; $H = 0.4 \text{ м}$; $n = 1.25$; $D = 0.2 \text{ м}$; $p_0 = 5 \times 10^5 \text{ Н/м}^2$. (а): 1 – $c_2 = 10^4 \text{ Н/м}$; 2 – $c_2 = 2 \times 10^4 \text{ Н/м}$; 3 – $c_3 = 3 \times 10^4 \text{ Н/м}$; (б): $c_2 = 10^4 \text{ Н/м}$; $\ell = 1 \text{ м}$; $e = 0.1 \text{ м}$.

Рассмотрим, как будет меняться зависимость восстанавливающей силы динамического гасителя $F(x)$ при одних и тех же направляющих с изменением давления в пневмопружине (рис. 2а).

Из равенства (2) выразим зависимость $F(x)$

$$F(x) = \frac{2F_{pn}dy}{dx}. \quad (7)$$

Дифференциал от зависимости (4)

$$dy = \frac{c_{20}H^{-n}(-1+n)x \left(H^{1-n} + \frac{c_{20}H^{-n}(-1+n)x^2}{2Ap_0} \right)^{\frac{n}{1-n}}}{2A(1-n)p_0} dx. \quad (8)$$

Подставляя выражение (8) и $F_{pn}(y)$ в уравнение (7), после упрощения получаем

$$F(x) = - \frac{p_{02}c_{20}x \left(H^{1-n} + \frac{c_{20}H^{-n}(-1+n)x^2}{2Ap_0} \right)^{\frac{n}{1-n}}}{p_0(H - L_0 + 2y)^n}, \quad (9)$$

где $c_{20} = 2 \times 10^4 \text{ Н/м}$ – коэффициент жесткости динамического гасителя, для которого рассчитывались направляющие по формуле (4); p_{02} – изменяемое давление в пневмопружине; $p_0 = 5 \times 10^5 \text{ Н/м}^2$ – начальное избыточное давление, для которого рассчитывались направляющие по формуле (4); y – определяется выражением (4). На рис. 4 представлены зависимости, полученные по формуле (9) при разных значениях давления p_{02} .

Изменением давления в пневмопружине (рис. 4), можно получить необходимую линейную характеристику с заданной жесткостью динамического гасителя. Подставляя $F(x) = -c_2x$ в уравнение (9), получаем зависимость требуемого давления в пневмопружине от заданной жесткости динамического гасителя $p_{02}(c_2)$.

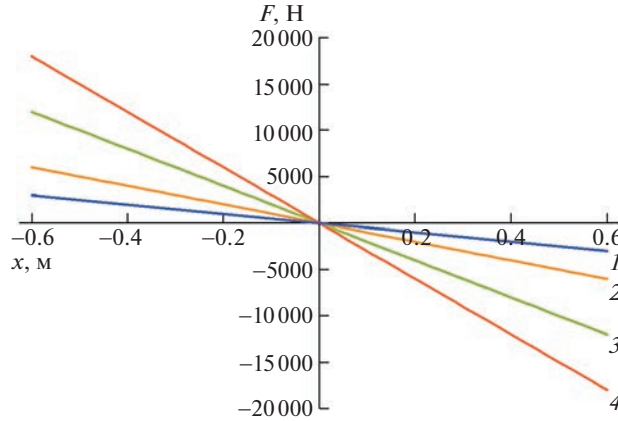


Рис. 4. Зависимости восстанавливающей силы динамического гасителя $F(x)$ при разных значениях давления в пневмопружины: 1 – $c_2 = 5 \times 10^3$ Н/м; $p_{02} = 1.25 \times 10^5$ Н/м²; 2 – $c_2 = 10^4$ Н/м; $p_{02} = 2.5 \times 10^5$ Н/м²; 3 – $c_2 = 2 \times 10^4$ Н/м; $p_{02} = 5 \times 10^5$ Н/м²; 4 – $c_3 = 3 \times 10^4$ Н/м; $p_{02} = 7.5 \times 10^5$ Н/м²; $L_0 = 0.6$ м; $H = 0.4$ м; $n = 1.25$; $A = \pi D^2/4$; $D = 0.2$ м; $p_0 = 5 \times 10^5$ Н/м².

$$p_{02} = \frac{c_2 p_0 (H - L_0 + 2y(x_*))^n}{c_{20} \left(H^{1-n} + \frac{c_{20} H^{-n} (-1+n) x_*^2}{2A p_0} \right)^{\frac{n}{1-n}}}, \quad (10)$$

где x_* – произвольное значение координаты пневмопружины.

На рис. 5а представлена линейная зависимость $p_{02}(c_2)$, полученная по формуле (9). На рис. 5б представлены зависимости давления в пневмопружины от частоты возмущающей силы p ($c_2 = m_2 p^2$) при разных значениях массы динамического гасителя m_2 .

Зависимость (рис. 5а) подтверждает ранее полученные данные. Для получения жесткостей c_2 равных 5000 Н/м, 10000 Н/м, 20000 Н/м, 30000 Н/м необходимы давления пневмопружины p_{02} : 1.25×10^5 Н/м², 2.5×10^5 Н/м², 5×10^5 Н/м², 7.5×10^5 Н/м² соответственно, что подтверждается зависимостями на рис. 4.

На рис. 6 представлен вариант схемы предлагаемого динамического гасителя с изменяемой жесткостью. Защищаемый от вибрации объект 1 соединен с неподвижным основанием пружиной 2 жесткостью c_1 . Направляющие 3 жестко соединены с защищаемым объектом.

Пневмопружина 4, в которой отсутствует поршень, чтобы уменьшить силы трения, может перемещаться перпендикулярно оси симметрии направляющих. Пневмопружина контактирует с направляющими через ролики 5. Стержни 6 связывают центры роликов с дополнительной массой 7.

Заметим, что величина массы m_2 включает массы движущихся частей динамического гасителя. Контроль частоты возмущающей силы осуществляет датчик 8. По данным этого датчика управляющая система 9 изменяет давление в пневмопружины

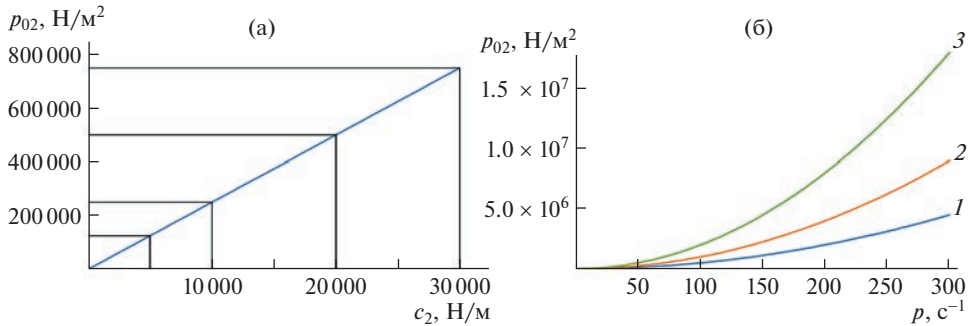


Рис. 5. Зависимость требуемого давления в пневмопружине (а) — от заданной жесткости динамического гасителя $p_{02}(c_2)$: $L_0 = 0.6$ м; $H = 0.4$ м; $n = 1.25$; $A = \pi D^2/4$; $D = 0.2$ м; $c_{20} = 2 \times 10^4$ Н/м; $p_0 = 5 \times 10^5$ Н/м²; (б) — от частоты возмущающей силы p при: 1 — $m_2 = 2$ кг; 2 — $m_2 = 4$ кг; 3 — $m_2 = 8$ кг.

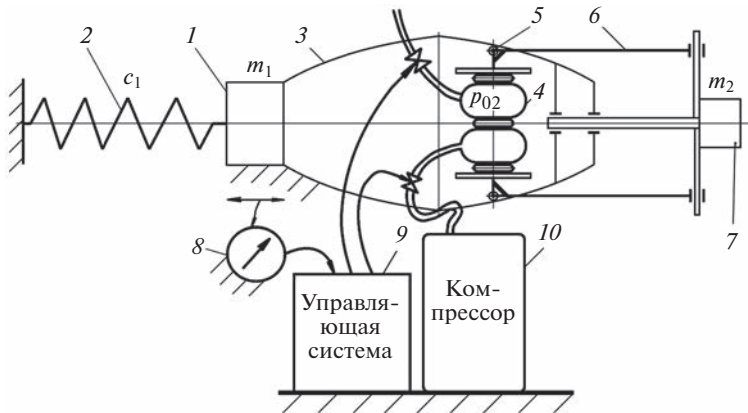


Рис. 6. Схема предлагаемого динамического гасителя с изменяемой жесткостью.

(зависимость (10)). Например, при повышении частоты возмущающей силы давление в пневмопружине повышается заданным образом компрессором 10. При снижении частоты возмущающей силы излишнее давление стравливается в атмосферу.

Закключение. 1. Применение предлагаемого относительно несложного динамического гасителя с изменяемой жесткостью может найти самое широкое применение в технике. **2.** Актуальной предложенная схема является в тех случаях, когда наблюдается периодическое изменение характерных частот колебаний защищаемого механизма. **3.** Полоса гашения колебаний для предлагаемого динамического гасителя из-за возможности регулирования его жесткости оказывается достаточно широкой по сравнению с существующими динамическими гасителями. **4.** Предлагаемая система позволяет получить широкий диапазон жесткостей (собственных частот), примерно в диапазоне $c = 5000\text{--}30000$ Н/м (рис. 4). При увеличении давления в пневмопружине можно получить значительно большую величину жесткости гасителя.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Пановко Я.Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара Л.: Политехника. 1990. С. 272.
2. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / Под ред. В.Н. Челомея. М.: Машиностроение, 1978. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова, 1981. С. 456.
3. *Cheng Y., Deyu L., Li Ch.* Dynamic vibration absorbers for vibration control within a frequency band // *Journal of Sound and Vibration*. 2011. V. 330. P. 1582.
4. *Aguirre G., Gorostiaga M., Porchez T., Munoa J.* Self-tuning dynamic vibration absorber for machine tool chatter suppression // 28th Annual Meeting of the American Society for Precision Engineering (ASPE), Oct. 2013, St. Paul, Minnesota, United States.
5. *Yongjun S., Xiaoran W., Shaopu Y., Haijun X.* Parameters Optimization for a Kind of Dynamic Vibration Absorber with Negative Stiffness // *Mathematical Problems in Engineering*. 2016. V. 4. P. 1. <https://doi.org/10.1155/2016/9624325>
6. *Ramy F.H., Jimmy S.I.* Design of a vibration absorber for harmonically forced damped systems // *J. of Vibration and Control*. 2013. V. 21. Iss. 9. P. 1810.
7. *Xuezhi Z., Zhaobo C., Yinghou J.* Optimizations of distributed dynamic vibration absorbers for suppressing vibrations in plates // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2018. V. 37 (4). P. 1188.
8. *Vu D.P., Tong V.C., Pham V.L.* Optimal parameters of dynamic vibration absorber for linear damped rotary systems subjected to harmonic excitation // *Vietnam Journal of Mechanics, VAST*. 2020. V. 42. № 4. P. 385.
9. *Khomenko A.P., Eliseev S.V., Artyunin A.I.* Dynamic damping of vibrations of technical object with two degrees of freedom // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 87, 2017.
10. *Almashhor A., Asiri S.A.* Development of a new tuned vibration absorber based on one degree-of-freedom of translational motion // *Cogent Engineering*. 2021. V. 8 (1). P. 1.
11. *Komatsuzaki T., Iwata Y.* Design of a Real-Time Adaptively Tuned Dynamic Vibration Absorber with a Variable Stiffness Property Using Magnetorheological Elastomer // *Shock and Vibration*. 2015. V. 568. P. 1. <https://doi.org/10.1155/2015/676508>
12. *Frahm H.* US Patent 989958. Device for damping vibrations of bodies, 1909.
13. *Ден-Гартог Д.П.* Механические колебания. М.: Физматгиз, 1960. 580 с.
14. *Тимошенко С.П.* Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1971. 444 с.
15. *Елисеев С.В. и др.* Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: ИГУ, 2008. 523 с.
16. *Макаров С.Б., Панкова Н.В., Перминов М.Д.* Мультирезонансный динамический гаситель // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2012. № 2. С. 70.
17. *Трофимов А.Н.* Концепция обратной связи в динамике механических систем и процессы динамического гашения колебаний: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Иркутск: Иркут. гос. ун-т путей сообщения, 2012. 17 с.
18. *Макаров С.Б. и др.* Исследование упругих конструкций, частично заполненных жидкостью, в качестве многочастотных динамических гасителей колебаний (МДГК) // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2016. № 2. С. 80. URL: <https://rucont.ru/efd/422116> (дата обращения: 16.03.2023).