

Iassy, Romania 23-25 of May 2002 , Vol. XLVIII. – T.1. S.100–104.

REFERENCES

1. *Natural Stone Extraction and Processing*: Reference Book/ under the general editorship of A.G. Smirnov. – M.: Entrails, 1990. – pp. 445.
2. Gorobets, I.A., Mikhailov, A.N., Golubov, N.V. Analysis of cutting edge form impact in grinding disk upon efficiency in natural stone product treatment / *Efficient Technologies and Mechanical Engineering Systems: the Inter. Proceedings*. – Donetsk: DonNTU, 2008, Edition.35, pp. 49–58.
3. Husu, A.P., Witenberg, Yu.R., Palmov, V.A. *Surface Roughness (Theoretical Probabilistic Approach)*. – M.: Science, 1975. – pp. 344.
4. Bishutin, S.G. *Assurance of Quality Parameter Required Integrity for Surface Layers in Parts at Grinding*: monograph. – M.:Mechanical Engineering-1, 2004. – pp. 144.
5. *Grinding Control*/ A.V. Yakimov, A.N. Parshakov, V.I. Svirshchev, V.P. – K.: Techniques, 1983. – pp. 184.
6. *Machine Quality*: reference book. In 2 Vol.. Vol.1. /

A.G. Suslov, Yu.V. Brown, N.A. Vitkevich et al. – M.: Mechanical Engineering, 1995. – pp. 256.

7. Suslov, A.G. *Quality of Machine Surface Layers*. – M.: Mechanical Engineering, 2000. – pp. 320.

8. Mikhailov, A.N., Gorobets, I.A., Baikov, A.V., Golubov, N.V., Ishchenko, A.L. Experimental plant for researches of processes in natural stone product grinding /*Proceedings of Donetsk National Technical University. Series: Mechanical Engineering and Machine Science*. Edition 92. – Donetsk, DonNTU 2005. pp. 164 – 174.

9. Gorobets, I.A., Mikhailov, A.N. Quality control of surface layer in blank worked./ *Proceedings of Donetsk National Technical University. Series: Mechanical Engineering and Machine Science*. Edition71. – Donetsk: DonNTU, 2004. – pp. 164 – 174.

10. Gorobez I., Navka I., Lapajeva I., Schaban K. Die Parameter der Adaptronsysteme der Drehmaschinen – Modern Technologies, Quality and Restructuring International Conference N.C.M.R – Bulletin of the Politechnic institute of Jassy, Iassy, Romania 23-25 of May 2002 , Vol. XLVIII. – T.1. S.100–104.

Рецензент д.т.н. А.М. Козлов

УДК 534.833: 621

DOI: 10.12737/article_591947e1f38fc8.78525943

А.Ф. Денисенко, д.т.н.

(Самарский государственный технический университет, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244)

E-mail: ask@samgtu.ru

Динамические характеристики токарного станка среднего типоразмера, установленного на резинометаллических виброизолирующих опорах

На основе нелинейной динамической модели виброзащитной системы при силовом возбуждении построены амплитудно-частотные характеристики станка, установленного на резинометаллических виброизолирующих опорах, и определена область эффективной виброизоляции. Упругая характеристика модели представлена в виде аппроксимирующей зависимости, полученной на основе экспериментальной зависимости изменения упругой деформации опоры от нагрузки.

Ключевые слова: виброизоляция; резинометаллическая опора; упругая характеристика; аппроксимирующая зависимость; амплитудно-частотная характеристика; область эффективной виброизоляции.

A.F. Denisenko, D. Eng.

(Samara State Technical University, 244, Molodogvardeyskaya Str., Samara, 443100)

Dynamic characteristics of mean type dimension lathe installed on rubber-metal anti-vibration supports

On the basis of a nonlinear dynamic model of a vibration-proof system at power excitation there are formed amplitude-frequency characteristics of a lathe installed on rubber-metal anti-vibration supports, and an area of efficient vibration isolation is defined. An elastic characteristic of the model is presented as an approximating dependence obtained on the basis of the experimental dependence of support elastic deformation changes upon loading.

Keywords: vibration isolation; rubber-metal support; elastic characteristic; approximating dependence; amplitude-frequency characteristic; effective vibration isolation area.

Одной из основных задач, решаемых при установке прецизионного металлорежущего оборудования, является защита оборудования от влияния колебаний основания, на котором установлен станок, от работающего рядом оборудования, и управляемое воздействие на динамические процессы, связанные с внутренними источниками станка (прерывистый характер резания, дисбаланс вращающихся частей и др.).

Основным путем решения этой задачи с учетом частой смены объектов производства, что требует перестановки оборудования, является его установка на виброизолирующие опоры.

В настоящее время для установки станков широко распространены резинометаллические виброизолирующие опоры, в которых в стальном корпусе закреплен резиновый упругий элемент. Чаще всего в металлообработке используются опоры ОВ-31 и ОВ-33 с нелинейной характеристикой жесткости, которая пропорциональна нагрузке. В связи с такой характеристикой частота собственных колебаний станка мало зависит от нагрузки на опору [1], в связи с чем опоры ОВ-31 и ОВ-33 называются равночастотными.

Задача оценки эффективности виброизоляции металлообрабатывающего оборудования в первом приближении может быть решена при рассмотрении поведения одномассовой системы, связанной с основанием упругими и диссипативными связями. При этом могут быть использованы две динамические модели, описывающие силовое и кинематическое воздействие на станок (рис. 1), где m , x – масса и координата станка соответственно; F – сила, приложенная к станку; ξ – координата основания; c , h – жесткость и демпфирование соответственно.

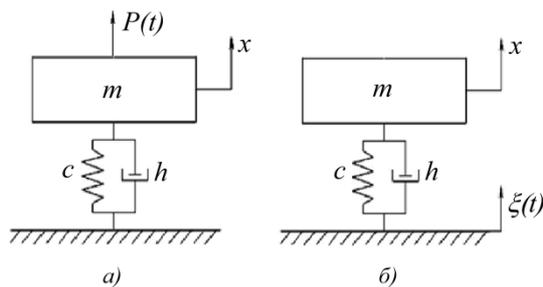


Рис.1. Динамическая модель виброзащитной системы с одной степенью свободы:

a – силовое возбуждение; *б* – кинематическое возбуждение

При этом необходимо учесть, что требования эксплуатации современного прецизионного ме-

таллообрабатывающего оборудования, предусматривающего его размещение в изолированных помещениях, практически исключают влияние колебаний, распространяющихся через основание. Однако влияние внутренних источников (силовое возбуждение) остается весьма актуальным в связи с возрастанием требований по точности обработки.

Таким образом, для анализа динамических характеристик станка, установленного на резинометаллических виброизолирующих опорах, при силовом возбуждении необходимо рассмотреть поведение одномассовой системы (см. рис.1), которое в случае вязкого трения описывается уравнением

$$m\ddot{x} + H(\dot{x}) + F(x) = P(t), \quad (1)$$

где $F(x)$; $H(\dot{x})$; $P(t)$ – соответственно упругая, диссипативная и вынуждающая силы.

Таким образом, эффективность виброизоляции определяется характеристиками виброизолятора и, в первую очередь, его жесткостью, которая для опор ОВ-31 и ОВ-33 зависит от прилагаемой нагрузки.

Вследствие сложности учета конструктивных особенностей резинометаллических виброизолирующих опор и влияния условий и сроков эксплуатации на характеристику жесткости, она может быть оценена только экспериментально.

Для этого на базе сверлильного станка была смонтирована экспериментальная установка, позволяющая прикладывать осевые нагрузки к регулировочному болту и фиксировать возникающие при этом упругие деформации (рис. 2) [2].

В результате обработки экспериментальных данных, полученных при многократных испытаниях пяти опор, бывших в эксплуатации, при цикле «нагрузка – разгрузка», была построена усредненная зависимость осевой силы на регулировочном болте от упругой деформации (рис. 3), подтверждающая нелинейный характер этой зависимости.

Для определения вида функции с использованием пакета MathCad была проведена аппроксимация экспериментальных данных зависимости осевой силы от упругой деформации опоры (табл. 1).

Однако в дальнейшем была использована аппроксимация для более узкого диапазона нагрузок, соответствующего нагрузкам на опору при виброизоляции станков среднего типоразмера, когда нагрузка на опору редко бывает

меньше 1000 Н. В связи с этим число точек для аппроксимации было сокращено до восьми: выведена из рассмотрения начальная точка, соответствующая нагрузке $P = 0$ Н (табл. 2).

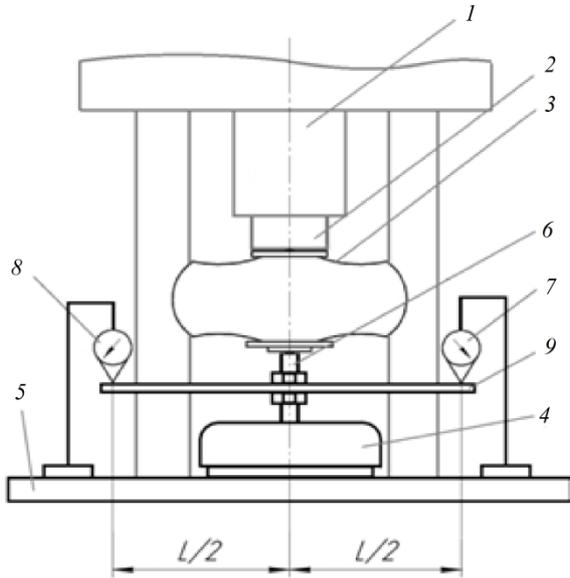


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:
 1 – шпindel; 2 – оправка; 3 – нагрузочное устройство;
 4 – резинометаллическая опора; 5 – стол станка;
 6 – регулировочный винт резинометаллической опоры;
 7, 8 – индикаторы; 9 – измерительное коромысло

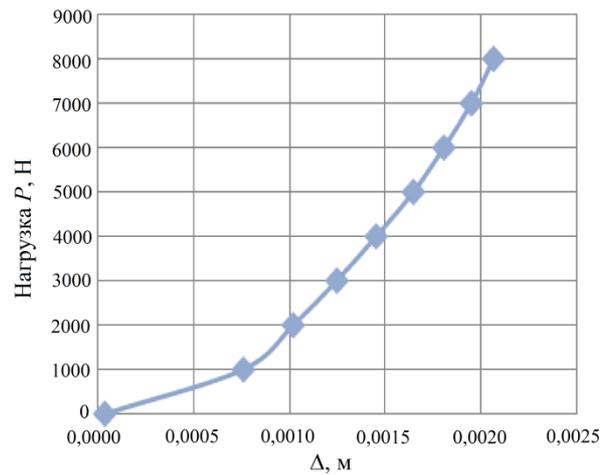


Рис. 3. Усредненная зависимость осевой силы на регулировочном болте от упругой деформации

Критерием при выборе аппроксимирующей зависимости может служить среднее квадратическое отклонение, обычно используемое в методе наименьших квадратов:

$$S = \sum_{i=1}^n [P(x) - P_i]^2, \quad (2)$$

$P(x)$ – аппроксимирующая зависимость;
 P_i – экспериментальные значения нагрузки.

1. Аппроксимация зависимости осевой силы на регулировочном болте, Н, от упругой деформации, м, по девяти точкам

Аппроксимирующая зависимость	a	b	c	d	S
$P(\Delta) = a\Delta + b$	$4,057 \cdot 10^6$	$-1,416 \cdot 10^{-3}$	-	-	$4,609 \cdot 10^6$
$P(\Delta) = a\Delta^2 + b$	$1,849 \cdot 10^9$	12,491	-	-	$3,991 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^2 + b\Delta$	$1,828 \cdot 10^9$	$4,621 \cdot 10^4$	-	-	$3,871 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^2 + b\Delta + c$	$1,817 \cdot 10^9$	$7,749 \cdot 10^4$	-20,709	-	$3,831 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b$	$8,497 \cdot 10^{11}$	858,139	-	-	$1,645 \cdot 10^6$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta$	$5,839 \cdot 10^{11}$	$1,394 \cdot 10^6$	-	-	$1,659 \cdot 10^5$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta + c$	$5,567 \cdot 10^{11}$	$1,585 \cdot 10^6$	-173,811	-	$1,352 \cdot 10^5$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta^2 + c\Delta$	$-2,613 \cdot 10^{10}$	$1,908 \cdot 10^9$	-	-	$3,848 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta^2 + c\Delta + d$	$-1,541 \cdot 10^{10}$	$1,866 \cdot 10^9$	$3,805 \cdot 10^4$	-17,269	$3,824 \cdot 10^4$

Чем меньше среднее квадратическое отклонение, тем лучше линия тренда аппроксимирует ряд данных.

Из табл. 1 и 2 следует, что наилучшую аппроксимацию обеспечивает полная кубическая зависимость. Однако указанная зависимость является сложной для анализа нелинейной динамической системы. Поэтому более приемлемой является неполная кубическая зависимость следующего вида:

$$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta \quad (3)$$

для которой ее коэффициенты при аппроксимации по восьми точкам следующие:

$$a = 5,836 \cdot 10^{11} \text{ и } b = 1,395 \cdot 10^6.$$

Ее использование дает возможность воспользоваться результатами анализа нелинейных систем, изложенными в работах [3 – 5], в которых рассматривается уравнение свободных колебаний одномассовой системы при отсутствии демпфирования вида

$$m\ddot{x} + F(x) = 0; \quad (4) \quad \text{где}$$

$$\ddot{x} + f(x) = 0, \quad (5)$$

$$f(x) = \frac{F(x)}{m} = p^2(x + \gamma x^3). \quad (6)$$

2. Аппроксимация зависимости осевой силы на регулировочном болте, Н, от упругой деформации, м, по восьми точкам

Аппроксимирующая зависимость	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>S</i>
$P(\Delta) = a\Delta + b$	$5,285 \cdot 10^6$	$-3,411 \cdot 10^3$	-	-	$6,171 \cdot 10^5$
$P(\Delta) = a\Delta^2 + b$	$1,846 \cdot 10^9$	21,891	-	-	$3,952 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^2 + b\Delta$	$1,827 \cdot 10^9$	$4,647 \cdot 10^4$	-	-	$3,869 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^2 + b\Delta + c$	$1,693 \cdot 10^9$	$4,456 \cdot 10^5$	-273,241	-	$3,466 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b$	$7,952 \cdot 10^{11}$	$1,192 \cdot 10^3$	-	-	$6,215 \cdot 10^5$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta$	$5,836 \cdot 10^{11}$	$1,395 \cdot 10^6$	-	-	$1,626 \cdot 10^5$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta + c$	$4,026 \cdot 10^{11}$	$2,686 \cdot 10^6$	$-1,195 \cdot 10^3$	-	$1,721 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta^2 + c\Delta$	$-2,542 \cdot 10^{10}$	$1,906 \cdot 10^9$	$-1,013 \cdot 10^4$	-	$3,848 \cdot 10^4$
$P(\Delta) = a\Delta^3 + b\Delta^2 + c\Delta + d$	$1,092 \cdot 10^{12}$	$-2,952 \cdot 10^9$	$6,673 \cdot 10^6$	$-2,871 \cdot 10^3$	$5,522 \cdot 10^3$

Тогда

$$\ddot{x} + p^2(x + \gamma x^3) = 0. \quad (7)$$

Значения *p* и γ с учетом принятой аппроксимирующей зависимости (3) находятся из соотношений $mp^2 \gamma = a$; $mp^2 = b$:

$$p = \sqrt{\frac{b}{m}}; \quad \gamma = \frac{a}{b}. \quad (8)$$

При $\gamma = 0$ параметр *p* определяет собственную частоту линейной системы. Так, например, при массе станка, приходящейся на одну опору $m = 700$ кг, что соответствует установке на четыре виброизолирующие опоры токарного станка среднего типоразмера, $p = 44,64$.

Особенностью нелинейных систем является возможность возникновения в них колебаний, частота которых отличается от частоты возмущающей силы. Для системы с кубической нелинейностью при свободных колебаниях движение содержит нечетные гармоники. В работе [5] показано, что амплитуда третьей гармоники колебаний не превышает 4,7 % от величины амплитуды третьей гармоники колебаний, поэтому решение уравнения (7) можно искать в виде $x = A \cos \omega t$.

Тогда приближенное уравнение скелетной кривой с учетом зависимостей (8) имеет вид [5]:

$$\omega = \lambda(A) = \sqrt{\frac{4b + 3aA^2}{4m}}. \quad (9)$$

Полученная кривая (рис. 4) типична для систем с жесткой характеристикой, т.е. для систем с постепенным увеличением жесткости.

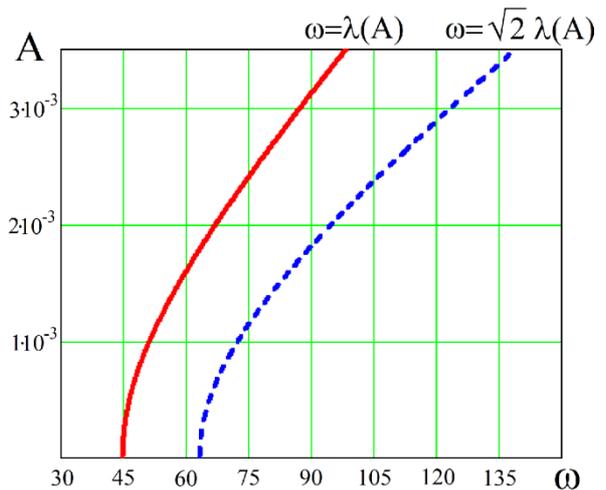


Рис. 4. Скелетная кривая для массы $m = 700$ кг (масса станка 2800 кг)

На рис. 4 приведена также кривая $\omega = \sqrt{2} \lambda(A)$, которая определяет область эффективной виброизоляции [1]. Все точки, расположенные правее этой линии, соответствуют режимам, при которых обеспечивается условие виброизоляции при любом уровне демпфирования. Причем, чем слабее демпфирование, тем эффективность виброизоляции выше.

При рассмотрении вынужденных колебаний станка при силовом возбуждении уравнение движения (без учета демпфирования) имеет вид [5]:

$$m\ddot{x} + F(x) = P_0 \cos(\omega t + \varphi).$$

Тогда выражение

$$\omega^2 = \frac{4b + 3aA^2}{4m} \pm \frac{P_0}{mA}$$

определяет амплитудно-частотную характеристику (рис. 5, а).

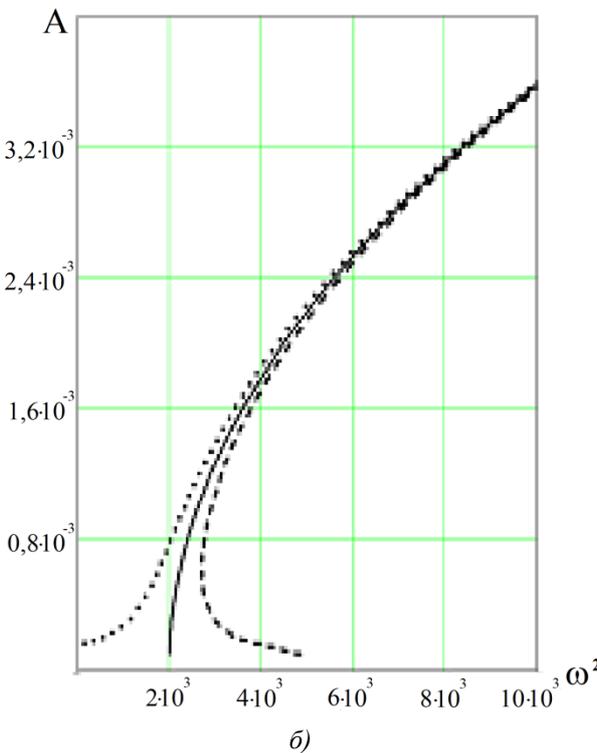
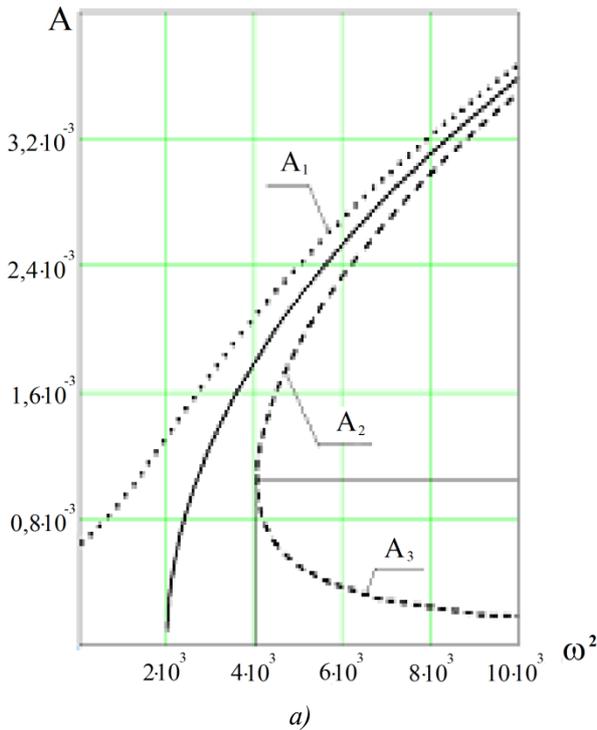


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика для массы $m = 700$ кг (масса станка 2800 кг) и $P_0 = 1000$ Н (а) и $P_0 = 200$ Н (б)

Как видно из приведенного графика, при $\omega^2 > 4,05 \cdot 10^3$ система имеет три периодических

режима: с большими амплитудами (A_1 и A_2 и малыми A_3).

Реализация того или иного устойчивого режима будет зависеть от начальных условий движения.

Еще одной особенностью процесса вынужденных колебаний является то, что амплитуда колебаний остается ограниченной даже при отсутствии неупругих сопротивлений.

Влияние величины возмущающей силы наглядно иллюстрируется графиками АЧХ при $P_0 = 1000$ Н и $P_0 = 200$ Н (см. рис. 5, б): на режимах A_1 и A_3 увеличение силы приводит к увеличению амплитуды колебаний, а в режиме A_2 – к уменьшению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Вибрации** в технике: справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов/ под ред. К.В. Фролова. 1981. – 456 с.
2. **Денисенко, А.Ф., Якимов, М.В., Мазанова, Е.А.** Определение осевой жесткости виброизолирующей резинометаллической опоры / Высокие технологии в машиностроении // Матер. Всерос. науч.-техн. интернет-конференции. – Самара, 2016. – С. 69–71.
3. **Пановко, Я.Г.** Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1971. – 240 с.
4. **Пановко, Я.Г.** Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
5. **Бидерман, В.Л.** Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.

REFERENCES

1. *Vibrations in Engineering: Reference Book.* In 6 Vol./ Editorial Board: V.N. Chelomey (Chairman). – M.: Mechanical Engineering, 1981. – Vol. 6. Vibration and Shock Protection/ under the editorship of K.V. Frolov. 1981. – pp. 456 с.
2. Denisenko, A.F., Yakimov, M.V., Mazanova, E.A. Definition of axial rigidity in vibration insulation rubber-metal support / *Science Intensive Technologies in Mechanical Engineering // Proceedings of Scientific-Technical Internet-Conf.* – Samara, 2016. – pp. 69–71.
3. Panovko, Ya.G. *Introduction in Theory of Mechanical Oscillations.* – M.: Science, 1971. – pp. 240.
4. Panovko, Ya.G. *Fundamentals of Applied Theory of Oscillations and Shock.* – L.: Mechanical Engineering, 1976. – pp. 320.
5. Biderman, V.L. *Applied theory of Mechanical Oscillations.* – M.: Higher School, 1972. – pp. 416.

Рецензент д.т.н. А.В. Хандожко