

UDC 678.4:539.3

DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900053>

ON THE EFFECT OF THE DIRECTION OF EXTERNAL LOAD APPLICATION UPON THE CHANGE IN STIFFENING BEHAVIOR OF RUBBER VIBRATION ISOLATORS

¹Lysytsia M.I., ¹Ahaltsov H.M., ²Lysytsia N.M., ¹Novikova A.V.

¹Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of NAS of Ukraine, ²Oles Honchar Dnipro National University

ПРО ВПЛИВ НАПРЯМУ ПРИКЛАДАННЯ ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ЗМІНУ ЖОРСТКІСНОЇ ПОВЕДІНКИ ГУМОВИХ ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ

¹Лисиця М.І., ¹Агальцов Г.М., ²Лисиця Н.М., ¹Новикова А.В.

¹Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, ²Дніпровський національний університет ім. О. Гончара

О ВЛИЯНИИ НАПРАВЛЕНИЯ ПРИЛОЖЕНИЯ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ НА ИЗМЕНЕНИЕ ЖЕСТКОСТНОГО ПОВЕДЕНИЯ РЕЗИНОВЫХ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

¹Лисица Н.И., ¹Агальцов Г.Н., ²Лисица Н.Н., ¹Новикова А.В.

¹Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, ²Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара

Abstract. Currently used elements of the elastic suspension of machines are very diverse both in form and in their functional purpose. According to the purpose, the elastic elements are divided: into the main ones – they are an element of the structural-dynamic scheme of the machine, determine the operating mode; supporting – determine the kinematics of movement of the working bodies and the design of the machine, are used to connect the working body to the base; isolators – provide a reduction in dynamic loads on foundations, floors, support structures, reduce harmful vibrations in the workplace and noise in the production areas; buffers – elastic elements installed with a gap and working in shock mode, are used to stabilize the operating mode of a vibrating machine in extreme conditions and in transient regimes. It should be noted that the elastic suspension elements of vibrating machines can simultaneously perform several functions: to be basic and supportive, supportive and anti-vibration, etc.

All of the above determines the role of the elastic link in the overall structural scheme of the vibrating machine, determines its power and dissipative characteristics and, as a result, its design and material choice.

Vibration isolating systems using elastomeric structures based on rubber as the main, supporting and vibration isolating elements are widely used both in Ukraine and abroad. The most common in practice are elastic elements in the form of solid or hollow rubber cylinders with various shapes of the free surface. The curved shape of the inner and outer surfaces provides an increased heat sink area and allows to create elements of lower height with the same amount of vertical stiffness. The question of determining the stiffness characteristics of such rubber elements depending on the conditions of their loading and fastening remains poorly studied.

The rubber elements of type V-101, V-102 and V-103 were tested. The tests were carried out in two stages: first stage – shear forces were determined when the relative deformation value was changed; the second stage is the determination of the change in the stiffness characteristics of the rubber element depending on the direction of the external load and the conditions of its fixing. Experimental studies were performed using special tools and standard measuring equipment.

It has been established: the loss of stability of power rubber elements with relative deformations of more than 10-15 % occurs due to a sharp decrease in shear stiffness; the angle of application of the external load on the rubber vibration isolator, the method of fixing the rubber vibration isolator, significantly changes its stiffness characteristics.

Considering the changes in stiffness characteristics of cylindrical vibration isolators, depending on the angle of application of the external load, allows not only to expand their field of application, but also to reduce the range of manufactured ones.

Keywords: cylindrical rubber vibration isolator, stability, stiffness characteristics

Introduction

Key point of vibratory transportation equipment is as follows: in the context of the drive, used in it, oscillatory movement, amplitude, and geometry of the operating member trajectory are determined only by following factors – force action (impact force),

number, and mass of moving components as well as the amount, arrangement, and characteristics of elastic elements [1].

Currently, structures of vibratory transportation machines include elastic couplings in the form of either steel springs or rubber and rubber-metal parts. Elastic couplings of vibratory transportation machines differ in the types of deformation effecting the elastic components; those deformations are subdivided into compression, bending, and shearing ones. In the majority of cases, steel springs work in torsion, bending, and compression while rubber and rubber-metal parts work in compression, shearing, and shearing with compression [2].

Depending upon the material as well as deformation type and mode, each of the listed variety of elastic couplings has its own peculiar elastic properties with corresponding influencing upon the selection and calculation of stiffness parameters.

Determination of effective stiffening behavior of elastic coupling is the important problem for the following calculation since the correct solution effects considerably the operation of a vibratory transportation machine and its performance in terms of the specified technological process.

Modulus of elasticity is one of the basic parameters to design rubber parts operating both in static and dynamic modes. In terms of such calculations, value of the elasticity modulus should not belong to rubber as to the material but it should belong to the whole component part since the component part geometry and fastening conditions change significantly the characteristics of a rubber component.

Nowadays, elastic couplings in the form of cylindrical rubber components with complex shape of free surface are rather wide spread [3]. Such components have considerable differences between compression stiffness and shearing stiffness due to the differences in elasticity moduli in those directions. Comparing to cylindrical ones, such components are characterized by the increased area of heat removal that makes it possible to use them in terms of intense modes of loading in screens, mixing machines, conveyors, and separators. Wider application of cylindrical rubber components with complex shape of free surface requires us to know their stiffening behaviour depending upon the direction of the external load action.

Purpose of the paper is to determine experimentally the changes in stiffening behavior of full-scale specimens of rubber components depending on the direction of external load action and conditions of their fastening.

Methodology

Two types of rubber vibration isolators have been tested: V-100 (diameter is 100 mm; height is 80 mm), V-101 (diameter is 100 mm; height is 127 mm), and V-103 (diameter is 20 mm; height is 150 mm). All the vibration isolators were made of the rubber from one batch. Each vibration isolator was pre-tested for axial stiffness in terms of quasi-static and dynamic loading modes. To carry out further tests, one pair of vibration isolators of each type with similar quasi-static stiffness were selected.

Quasi-static tests were performed in terms of special-purpose screw press with a self-braking device. Value of the generated load was recorded by means of reference dynamometer; movements due to the loading action were recorded with the help of dial

indicator. Loading was generated gradually with five-minute delay at each stage. The delay was followed by the record of loading and movement readings.

Dynamic tests were carried out on a special-purpose stand where vibration insulator was effected by dynamic loading according to sinusoidal law with 1000 ± 5 rpm frequency and 0.005 m amplitude. Dynamic loads were recorded by means of a measuring strain-gage bush.

In terms of all the test types, vibration isolators were fixed on the butt ends with the help of cups. Cups of 9 mm depth were used for vibration isolators V-100 and V-101; cups of 20 mm depth were used for vibration isolators V-103.

Each pair of vibration isolators of one standard size was fixed in special facilities which schemes are represented in Figure 1. Figure 1, a represents a scheme of compression loading of a vibration isolator with shearing at the angle of $\varphi = 30^\circ$ and $\varphi = 60^\circ$. Figure 1, b shows shearing angle $\varphi = 90^\circ$, i.e. pure shear. Quasi-static shearing stiffness was measured in the context of the previously developed axial precompression by 10 % of the height of vibration isolators being tested. Figure 2 shows a device to test vibration isolators of V-100 type at an angle $\varphi = 30^\circ$.

According to the measuring results, Figure 3 represents dependences of changes in quasi-static stiffness of C_∞ of vibration isolators upon φ angle of external loading application.

Figure 4 shows a stand with a device for dynamic tests at an angle $\varphi = 30^\circ$.

Table 1 shows the results of determining values of quasi-static and dynamic stiffness of vibration isolators at different φ angles of external loading application.

Table 2 represents values of the ratios of quasi-static and dynamic stiffness of vibration isolators in terms of different angles of external loading application.

Increment of heating-up temperature inside the vibration isolators in terms of the effecting external loading at an angle $\varphi = 30^\circ$ was 1.5-3.5 °C comparing to the axial compression ($\varphi = 0^\circ$).

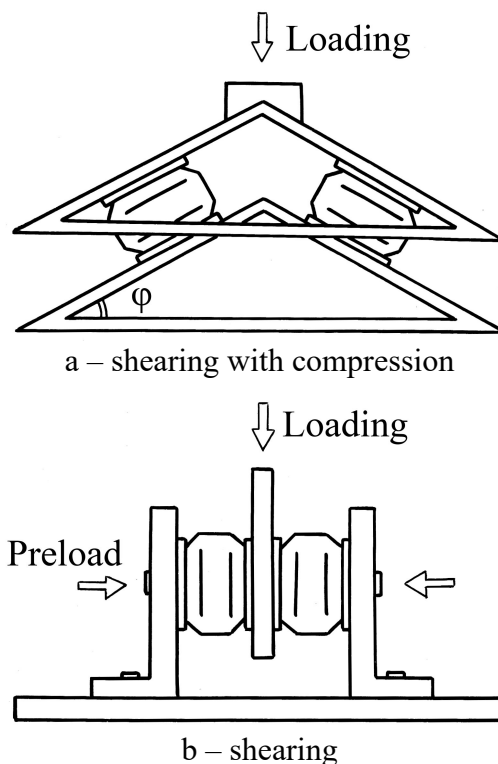


Figure 1 – Devices and schemes to load vibration isolators

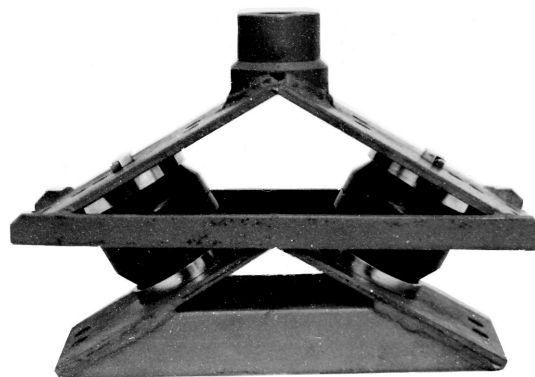


Figure 2 – Device to test vibration isolators of V-100 type at an angle $\varphi = 30^\circ$

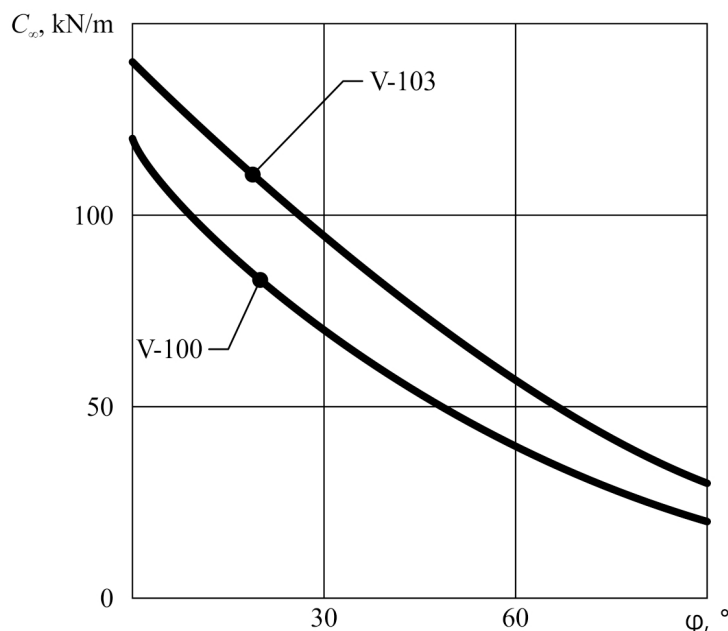


Figure 3 – Dependence of C_∞ upon angle φ for different types of vibration isolators

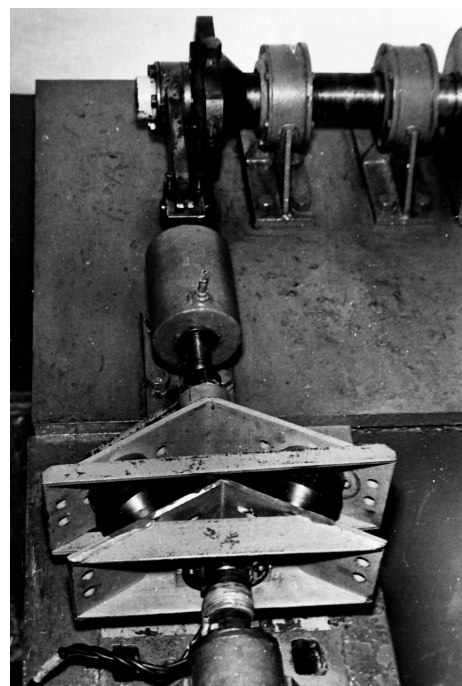


Figure 4 – Stand with a device for dynamic testing of vibration isolators at an angle $\varphi = 30^\circ$

Table 1 – Results of determining stiffness of vibration isolators

Type of vibration isolator	Stiffness of vibration isolators, kN/m					
	Quasi-static, C_∞				Dynamic, C_d	
	$\varphi = 0^\circ$	$\varphi = 30^\circ$	$\varphi = 60^\circ$	$\varphi = 90^\circ$	$\varphi = 0^\circ$	$\varphi = 30^\circ$
V-100	120.5	67.3	34.8	20.2	216.4	146.1
V-101	147.7	104.2	51.5	25.7	204.8	153.7
V-103	139.8	98.3	52.5	30.0	230.4	176.8

Table 2 – Values of the ratios of vibration isolators stiffness

Type of vibration isolator	Quasi-statics			Dynamics
	$\frac{C_\infty^{\varphi=0^\circ}}{C_\infty^{\varphi=30^\circ}}$	$\frac{C_\infty^{\varphi=0^\circ}}{C_\infty^{\varphi=60^\circ}}$	$\frac{C_\infty^{\varphi=0^\circ}}{C_\infty^{\varphi=90^\circ}}$	$\frac{C_d^{\varphi=0^\circ}}{C_d^{\varphi=30^\circ}}$
V-100	1.79	3.46	5.96	1.48
V-101	1.41	2.86	5.75	1.33
V-103	1.42	2.66	4.66	1.3

To determine the effect of fastening type of a vibration isolator on butt ends (with the help of cups and without them), quasi-static tests of vibration isolator V-103 with the cups of 20 mm and 50 mm depth were carried out. Table 3 generalizes the testing results.

Results and their discussion

Analysis of the obtained results shows following facts:

- rubber components demonstrate the highest quasi-static stiffness in terms of axial compression; the lowest quasi-static stiffness is observed in terms of shearing; and intermediate stiffness values are seen in terms of shearing with compression;

- changes in the values of dynamic stiffness of rubber components are of the same tendency as the changes in quasi-static one;
- changes in the angle of external loading application have practically no effect upon the heating-up temperature increase inside a rubber mass of a vibration isolator;
- a technique of rubber component fastening effects considerably its stiffness behavior.

Table 3 – Effect of the available cups of the rubber component V-103 on butt-ends upon the quasi-static stiffness

Conditions of the applied loading	Quasi-static stiffness, kN/m		
	Without cups	With cups (depths):	
		20 mm	50 mm
Axial compression ($\varphi = 0^\circ$)	108.3	139.8	241.6
Compression with shearing, if:			
$\varphi = 30^\circ$	78.2	98.3	175.0
$\varphi = 60^\circ$	42.4	52.5	98.3
Pure shearing ($\varphi = 90^\circ$)	8.3	30.0	40.0

Thus, the available cups of 20 mm depth increase the rubber component stiffness by 25-30 % comparing to free fastening. If the cup depth changes from 20 mm down to 50 mm, that results in stiffness increase by 70-80 %.

Conclusions

1. Angle of external loading application upon a rubber vibration isolator results in its stiffness changes; that should be taken into consideration while designing vibratory transportation machines, especially the ones of a resonant type.

2. Fastening technique, applied to rubber vibration isolator, effects significantly its stiffness behavior. Paying attention to the fastening technique makes it possible not only to widen the area of application for vibration isolators, but to reduce the range of the ones being manufactured.

REFERENCES

1. Vaysberg, L.A. (1986), *Proyektirovaniye i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Design and calculation of vibrating screens], Nedra, Moscow, USSR.
2. Poturayev, V.N. and Dyrda, V.I. (1977), *Rezinovyye detali mashin* [Rubber machine parts], Mashinostroyeniye, Moscow, USSR.
3. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., et al. (2016), *Elastomery v gornom dele* [Elastomers in mining], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. Москва: Недра, 1986. 144 с.
2. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. Москва: Машиностроение, 1977. 216 с.
3. Эластомеры в горном деле / А.Ф. Булат, В.И. Дырда и др. Киев: Наукова думка, 2016. 313 с.

About the authors

Lysytsia Mykola Ivanovych, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Science of Ukraine, Dnipro, Ukraine, vita.iqtm@gmail.com

Ahaltsov Hennadii Mykolaiovych, Master of Science, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Science of Ukraine, Dnipro, Ukraine, ag.gena@gmail.com

Lysytsia Natalia Mykolaivna, Master of Science, Assistant of computer technologies department, faculty of applied mathematics, Oles Honchar Dnipro National University, Dnipro, Ukraine, lisitsa_natalya1971@ukr.net

Novikova Alina Viacheslavivna, Master of Science, Junior Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Science of Ukraine, Dnipro, Ukraine, alina.goncharenko@gmail.com

Про авторів

Лисиця Микола Іванович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу механіки еластомерних конструкцій гірничих машин, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАНУ), м. Дніпро, Україна, vita.igtm@gmail.com

Агальцов Геннадій Миколайович, інженер, молодший науковий співробітник відділу механіки еластомерних конструкцій гірничих машин, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАНУ), м. Дніпро, Україна, ag.gena@gmail.com

Лисиця Наталя Миколаївна, інженер, асистент кафедри комп'ютерних технологій, факультет прикладної математики, Дніпровський національний університет ім. О. Гончара, м. Дніпро, Україна, lisitsa_natalya1971@ukr.net

Новікова Аліна Вячеславівна, магістр, молодший науковий співробітник відділу механіки еластомерних конструкцій гірничих машин, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАНУ), м. Дніпро, Україна, alina.goncharenko@gmail.com

Анотація. Застосовувані в даний час елементи пружної підвіски машин відрізняються великою різноманітністю як за формою, так і за своїм функціональним призначенням. За призначенням пружні елементи підрозділяються: на основні – є елементом структурно-динамічної схеми машини, визначають режим роботи; опорні (підтримуючі) – визначають кінематику руху робочих органів і конструктивне оформлення машини, служать для з'єднання робочого органу з основою; віброізолятори – забезпечують зниження динамічних навантажень на фундаменти, перекриття, підтримуючі конструкції, знижують шкідливі вібрації на робочих місцях і шум у виробничих приміщеннях; буфери – пружні елементи, що встановлюються з зазором і працюють в ударному режимі, використовуються для стабілізації режиму роботи вібраційної машини в екстремальних умовах і в перехідних режимах. Слід зазначити, що пружні елементи підвіски вібраційних машин можуть виконувати одночасно декілька функцій: бути основними і підтримуючими, підтримуючими і віброізолюючими і т.д.

Все перераховане визначає роль пружної ланки в загальній структурній схемі вібраційної машини, визначає її силову та дисипативні характеристики і, як наслідок, її конструктивне виконання та вибір матеріалу.

Широке поширення як в Україні, так і за кордоном отримали віброізолюючі системи з використанням еластомерних конструкцій на основі гуми в якості основних, підтримуючих і віброізолюючих елементів. Найбільшого поширення на практиці отримали пружні елементи у вигляді суцільних або порожніх гумових циліндрів з різною формою вільної поверхні. Криволінійна форма внутрішньої й зовнішньої поверхонь забезпечує підвищену площу тепловідведення та дозволяє створювати елементи меншої висоти при тій же величині вертикальної жорсткості. Залишається маловивченим питання визначення характеристик жорсткості таких гумових елементів в залежності від умов їх навантаження та закріплення.

Випробовувань зазнали гумові елементи типу V-101, V-102 та V-103. Випробування виконувалися в два етапи: перший етап – визначалися зусилля зсуву при зміні величини відносної деформації; другий етап – визначення зміни характеристик жорсткості гумового елемента в залежності від напрямку дії зовнішнього навантаження та умов його закріплення. Експериментальні дослідження виконувалися з використанням спеціальних пристроїв і стандартної вимірювальної апаратури.

Встановлено: втрата стійкості силових гумових елементів при відносних деформаціях більше 10-15 % відбувається через різке зменшення зсувної жорсткості; кут докладання зовнішнього навантаження на гумовий віброізолятор, спосіб кріплення гумового віброізолятора істотно змінює його жорсткісні характеристики.

Врахування зміни характеристик жорсткості циліндричних віброізоляторів в залежності від кута докладання зовнішнього навантаження дозволяє не тільки розширити область їх застосування, а й скоротити номенклатуру.

Ключові слова: циліндричний гумовий віброізолятор, стійкість, жорсткісні характеристики

Аннотация. Применяемые в настоящее время элементы упругой подвески машин отличаются большим разнообразием как по форме, так и по своему функциональному назначению. По назначению упругие элементы подразделяются: на основные – являются элементом структурно-динамической схемы машины, определяют режим работы; опорные (поддерживающие) – определяют кинематику движения рабочих органов и конструктивное оформление машины, служат для соединения рабочего органа с основанием; виброизоляторы – обеспечивают снижение динамических нагрузок на фундаменты, перекрытия, поддерживающие конструкции, снижают вредные вибрации на рабочих местах и шум в производственных помещениях; буферы – упругие элементы, устанавливаемые с зазором и работающие в ударном режиме, используются для стабилизации режима работы вибрационной машины в экстремальных условиях и в переходных режимах. Следует отметить, что упругие элементы подвески вибрационных машин могут выполнять одновременно несколько функций: быть основными и поддерживающими, поддерживающими и виброизолирующими и т.д.

Всё перечисленное определяет роль упругого звена в общей структурной схеме вибрационной машины, определяет его силовую и диссипативные характеристики и, как следствие, его конструктивное исполнение и выбор материала.

Широкое распространение как в Украине, так и за рубежом получили виброизолирующие системы с использованием эластомерных конструкций на основе резины в качестве основных, поддерживающих и виброизолирующих элементов. Наибольшее распространение в практике получили упругие элементы в виде сплошных или полых резиновых цилиндров с различной формой свободной поверхности. Криволинейная форма внутренней и наружной поверхностей обеспечивает повышенную площадь теплоотвода и позволяет создавать элементы меньшей высоты при той же величине вертикальной жесткости. Остается малоизученным вопрос определения жесткостных характеристик таких резиновых элементов в зависимости от условий их нагружения и закрепления.

Испытаниям подвергались резиновые элементы типа V-101, V-102 и V-103. Испытания выполнялись в два этапа: первый этап – определялись усилия сдвига при изменении величины относительной деформации; второй этап – определение изменения жесткостных характеристик резинового элемента в зависимости от направления действия внешней нагрузки и условий его закрепления. Экспериментальные исследования выполнялись с использованием специальных приспособлений и стандартной измерительной аппаратуры.

Установлено: потеря устойчивости силовых резиновых элементов при относительных деформациях более 10-15 % происходит из-за резкого уменьшения сдвиговой жесткости; угол приложения внешней нагрузки на резиновый виброизолятор, способ крепления резинового виброизолятора существенно изменяет его жесткостные характеристики.

Учет изменения жесткостных характеристик цилиндрических виброизоляторов в зависимости от угла приложения внешней нагрузки позволяет не только расширить область их применения, но и сократить номенклатуру выпускаемых.

Ключевые слова: цилиндрический резиновый виброизолятор, устойчивость, жесткостные характеристики

Статья поступила в редакцию 10.02.2020

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.П. Надутым