

УДК 678.4:539.3

DOI: <https://doi.org/10.15407/geotm2019.144.117>

## РЕЗИНОВЫЕ ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ, ПРЕДЕЛЫ ПРИМЕНИМОСТИ И РАСШИРЕНИЕ ОБЛАСТИ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

<sup>1</sup>Лисица Н.И., <sup>1</sup>Твердохлеб Т.Е., <sup>1</sup>Заболотная Е.Ю., <sup>2</sup>Лисица Н.Н., <sup>1</sup>Новикова А.В.

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

## ГУМОВІ ВІБРОІЗОЛЯТОРИ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ФОРМИ, МЕЖІ ЗАСТОСОВНОСТІ ТА РОЗШИРЕННЯ ОБЛАСТІ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

<sup>1</sup>Лисиця М.І., <sup>1</sup>Твердохліб Т.О., <sup>1</sup>Заболотна О.Ю., <sup>2</sup>Лисиця Н.М., <sup>1</sup>Новикова А.В.

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

## RUBBER VIBROINSULATORS OF CYLINDRICAL FORM, APPLICABILITY LIMITS AND THE EXPANSION OF THEIR USE AREA

<sup>1</sup>Lysytsia M.I., <sup>1</sup>Tverдохlib T.O., <sup>1</sup>Zabolotna O.Yu., <sup>2</sup>Lysytsia N.M., <sup>1</sup>Novikova A.V.

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

**Аннотация.** Рассматривается специфика поведения силовых цилиндрических резиновых деталей в зависимости от условий их нагружения и закрепления.

Принципиальная особенность вибротранспортных машин состоит в том, что при используемом в них приводе характер колебательного движения, амплитуда и форма траекторий рабочего органа определяется исключительно следующими факторами – силовым воздействием (вынуждающей силой), числом и массой движущихся элементов, количеством, расположением и характеристиками упругих элементов.

В настоящее время в вибротранспортных машинах применяются упругие связи в виде стальных пружин или в виде резиновых и резинометаллических деталей. Реже используются пневмоупругие связи. Упругие связи вибротранспортных машин различаются также по виду деформации, которую испытывают упругие элементы, и подразделяются на работающие на сжатие, изгиб, сдвиг. Стальные пружины в большинстве случаев работают на кручение, изгиб и сжатие, резиновые и резинометаллические детали – на сжатие, сдвиг и сдвиг со сжатием.

Каждый из перечисленных видов упругих связей в зависимости от вида и режима деформаций, материала имеет свои, присущие им упругие свойства, которые налагают специфические особенности на выбор и расчёт жесткостных параметров.

Определение действительных жесткостных характеристик упругих связей является важной задачей для расчёта, от правильности решения которой во многом зависит работа самой вибротранспортной машины и выполнения ею заданного технологического процесса.

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 коэффициента жёсткости. Однако, остаётся малоизученным вопрос определения жесткостных характеристик цилиндрических резиновых элементов в зависимости от условий их нагружения и закрепления.

Испытаниям подвергались резиновые элементы типа ВР. 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 жёсткости; угол приложения внешней нагрузки на резиновый виброизолятор, способ крепления резинового виброизолятора существенно изменяет его жесткостные характеристики.

Учёт 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

© Лисица Н.И., Твердохлеб Т.Е., Заболотная Е.Ю., Лисица Н.Н., Новикова А.В., 2019

## Введение

Упругие системы являются важнейшей составной частью вибрационных машин различного технологического назначения. Роль упругих систем сводится, в основном, к следующему: определяют режим и параметры колебаний рабочих органов; снижают вредные колебания, передаваемые на поддерживающие конструкции; снижают уровень шума; защищают человека-оператора, электрооборудование, приборы управления, элементы машин и зданий от динамических нагрузок; предотвращают усталостное разрушение конструкций за счёт диссипирования энергии.

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 [1]. Наибольшее распространение в практике получили упругие элементы в виде сплошных или полых резиновых цилиндров с различной формой свободной поверхности. Это обусловлено тем, что в тяжёлых вибрационных машинах, где требуются массивные резиновые детали, работающие в экстремальных условиях, т.е. при стационарных интенсивных режимах нагружения, используются конструкции простой формы. Криволинейная форма внутренней и наружной поверхностей обеспечивает повышенную площадь теплоотдачи и позволяет создавать резиновые элементы меньшей высоты при той же величине коэффициента жёсткости, что увеличивает устойчивость опор. Длительный опыт эксплуатации упругих систем вибрационных машин в условиях горно-металлургического, строительного производств показал, что применение таких виброизоляторов позволяет повысить долговечность и надёжность вибрационных машин, обеспечить выполнение санитарных норм на площадках обслуживания оборудования и тем самым защитить обслуживающий персонал и опорные конструкции от вредного воздействия вибрации.

Известно [2], что при определенных условиях нагружения цилиндрических резиновых виброизоляторов происходит потеря их устойчивости и опрокидывание виброизолируемого объекта. Считается, что эффект опрокидывания наступает из-за уменьшения величины сдвиговой жёсткости при увеличении радиальной нагрузки.

Цель работы – определение жесткостных характеристик силовых цилиндрических резиновых виброизоляторов в зависимости от условий их нагружения и закрепления.

### Основная часть

Качество виброизоляции оборудования существенно повышается по мере уменьшения жёсткости виброизоляторов и увеличения коэффициента отстройки, т.е. уменьшения собственной частоты системы. Уменьшение собственной частоты виброизолирующей системы позволяет существенно снизить передаваемые на поддерживающие конструкции нагрузки, но приводит к значительным статическим деформациям. Статическая деформация виброизолирующей системы  $\delta$  в зависимости от её собственной частоты  $f_0$  определяется зависимостью

$$\delta = \frac{g}{4\pi^2 f_0^2}, \quad (1)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Высота виброизолятора  $H$  определяется следующей зависимостью:

$$H = \delta / [\gamma] \quad (2)$$

где  $[\gamma]$  – допустимая относительная деформация сжатия, зависящая от режимов нагружения резиновой детали и марки резины.

Основываясь на опыте проектирования и эксплуатации резиновых элементов, допускаемая относительная деформация сжатия составляет 0,15-0,2 для деталей, испытывающих только статическую нагрузку; 0,1-0,15 – для деталей, испытывающих статическую нагрузку со случайными и кратковременными динамическими нагрузками; 0,05-0,1 – для деталей, испытывающих стационарную динамическую нагрузку [3].

На рис. 1 представлены зависимости высот резиновых элементов от величины допустимых деформаций при различных значениях собственных частот упругой подвески  $f_0$ , определенных по формуле (2).

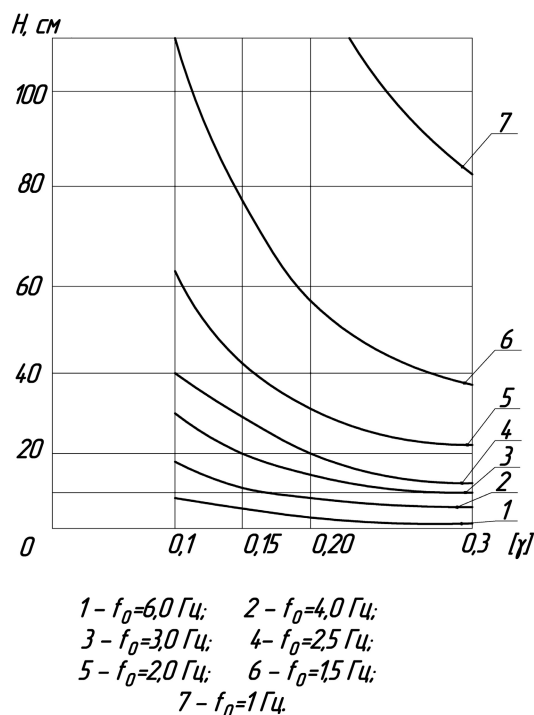


Рисунок 1 – Зависимость высоты резинового элемента от величины допустимой деформации при различных значениях собственных частот упругой подвески  $f_0$

Анализ полученных зависимостей показывает следующее: для обеспечения собственной частоты  $f_0$  упругой подвески вибрационной машины в пределах 2,0-2,5 Гц при допустимой относительной деформации  $[\gamma] = 0,1-0,15$  высота резинового элемента должна быть в пределах 50-35 см; при  $[\gamma] = 0,2$  – высота резинового элемента должна быть 30-20 см.



Рисунок 2 – Резиновые виброизоляторы типа ВР

Высота резинового элемента в 20-30 см является достаточно приемлемой с точки зрения рационального расхода резины, но, как указано в [2], большие относительные деформации могут приводить к потере устойчивости упругой подвески. Кроме того, цилиндрические элементы имеют существенное различие между жёсткостью на сжатие и жёсткостью на сдвиг из-за различия модулей упругости в данных направлениях. При расчётах значение модуля упругости должно относиться не к резине как к материалу, а ко всей детали в целом, так как форма детали и условия её закрепления существенно изменяют жесткостные характеристики резинового элемента. Для более широкого использования резиновых цилиндрических элементов необходимо определить их жесткостные характеристики в зависимости от направления действия внешней нагрузки.

Испытаниям подвергались резиновые элементы типа ВР (рис. 2) и ГРО. Виброизоляторы ВР имеют диаметр 100, 130, 160, 200, 230, 250 мм и высоту 80, 130, 150, 180, 200, 245 мм соответственно.

Испытания элементов выполнялись в два этапа: первый этап – определялись усилия сдвига в зависимости от величины предварительного поджатия (величины относительной деформации); второй этап – определение изменения жесткостных характеристик резинового элемента в зависимости от направления действия внешней нагрузки и условий его закрепления.

Все виброизоляторы были изготовлены из одной партии резины. Предварительно каждый виброизолятор был испытан на определение осевой жёсткости при квазистатическом нагружении. Для дальнейших испытаний было отобрано по одной паре виброизоляторов каждого типа одинаковой квазистатической жёсткости.

Квазистатические испытания выполнены на специальном винтовом прессе с самотормозящимся устройством. Величина создаваемой нагрузки фиксировалась образцовым динамометром, а перемещения от действия нагрузки – индикатором часового типа. Нагрузка создавалась ступенчато с выдержкой на каждой ступени – 5 мин. После выдержки фиксировались показания нагрузки и перемещения. При всех видах испытаний крепление виброизоляторов на торцах осуществлялось с помощью чашек глубиной 9 мм и 20 мм.

Каждая пара виброизоляторов одного типоразмера закреплялась в специальных приспособлениях, схемы которых приведены на рис. 3. На рис. 3, а приведена схема измерения квазистатической жёсткости элементов на сдвиг при

различных значениях величины предварительного поджатия. Сдвиговая жёсткость резиновых элементов для дальнейших сравнительных испытаний при действии внешней нагрузки под углом определялась при значении величины предварительного поджатия в 10 %. На рис. 3, б приведена схема нагружения виброизоляторов на сжатие со сдвигом под углом  $\varphi = 30^\circ$  и  $\varphi = 60^\circ$ . На рис. 4 приведено приспособление для испытаний под углом  $\varphi = 30^\circ$  с виброизоляторами типа ВР-201.

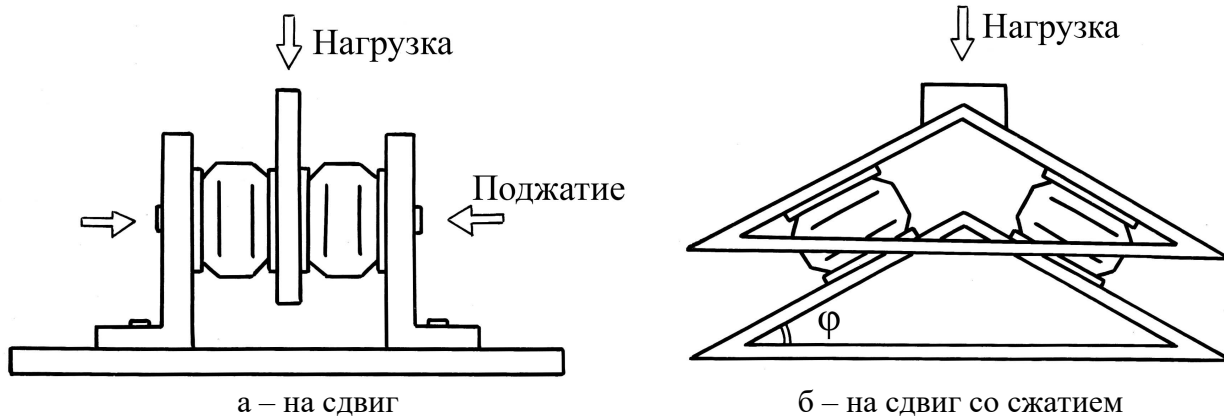


Рисунок 3 – Приспособления и схемы нагружения виброизоляторов

Зависимость силы сдвига различных резиновых элементов от величин осевой относительной деформации сжатия приведены на рис. 5 для деформации сдвига 10 мм (резина элементов 2959). Анализ полученных зависимостей показывает, что наибольшее значение сдвиговых усилий приходится на относительные деформации  $\gamma = (4-10)\%$ . Это и есть наиболее устойчивое состояние. При дальнейшем увеличении относительных деформаций происходит резкое уменьшение жёсткости элементов на сдвиг. Причём, чем ближе к единице отношение высоты элемента к его диаметру, тем при меньших относительных деформациях наблюдается максимум сдвигающих усилий. Так, для виброизоляторов ВР-203, ВР-205, ВР-206, ВР-204 и ГРО максимум сдвигающих усилий приходится на величину относительной деформации 5 %, а для виброизолятора ВР-201 – 10 %. При  $\gamma = 20\%$  сдвиговая жёсткость уменьшается почти в 1,8 раза по отношению к

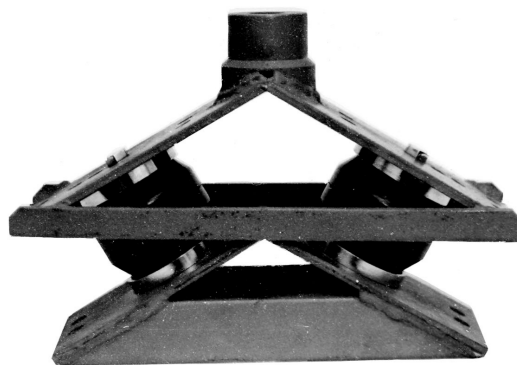


Рисунок 4 – Приспособление для испытаний под углом  $\varphi = 30^\circ$  с виброизоляторами типа ВР-201

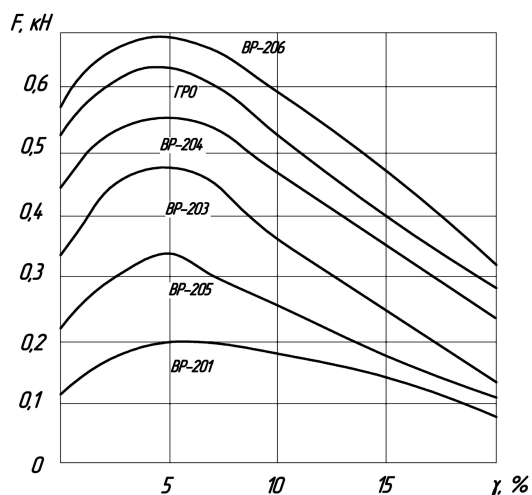


Рисунок 5 – Зависимость силы сдвига резиновых элементов от величины их относительной деформации сжатия

своему максимальному значению для ВР-201 и в 2-3,4 раза для остальных элементов.

Таким образом, потеря устойчивости вибрационных машин на цилиндрических виброизоляторах при  $\gamma > (10-15) \%$  объясняется резким уменьшением сдвиговой жёсткости.

Результаты испытаний виброизоляторов по схеме нагружения, приведённой на рис. 3, б, представлены в табл. 1.

В табл. 2 представлены значения соотношений квазистатических жесткостей виброизоляторов при различных углах приложения внешней нагрузки.

Таблица 1 – Результаты определения жёсткости виброизоляторов при различных углах нагружения  $\varphi$

Тип виброизолятора	Жёсткость виброизоляторов, кН/м			
	Квазистатическая, $C_\infty$			
	$\varphi = 0^\circ$	$\varphi = 30^\circ$	$\varphi = 60^\circ$	$\varphi = 90^\circ$
ВР-201	120,5	67,3	34,8	20,2
ВР-102	147,7	104,2	51,5	25,7
ВР-103	139,8	98,3	52,5	30,0

Таблица 2 – Значения соотношений жесткостей виброизоляторов

Тип виброизолятора	Квазистатика		
	$\frac{C_\infty^{\varphi=0^\circ}}{C_\infty^{\varphi=30^\circ}}$	$\frac{C_\infty^{\varphi=0^\circ}}{C_\infty^{\varphi=60^\circ}}$	$\frac{C_\infty^{\varphi=0^\circ}}{C_\infty^{\varphi=90^\circ}}$
ВР-201	1,79	3,46	5,96
ВР-102	1,41	2,86	5,75
ВР-103	1,42	2,66	4,66

Для определения влияния способа крепления виброизолятора на торцах (с помощью чашек различной глубины и без них) были выполнены квазистатические испытания виброизолятора ВР-103 с чашками глубиной 20 мм и 50 мм. Результаты испытаний сведены в табл. 3.

Таблица 3 – Влияние наличия чашек на торцах резинового элемента ВР-103 на квазистатическую жёсткость

Условия приложения нагрузки	Квазистатическая жёсткость, кН/м		
	Без чашек	С чашками глубиной:	
		20 мм	50 мм
Осевое сжатие ( $\varphi = 0^\circ$ )	108,3	139,8	241,6
Сжатие со сдвигом при:	$\varphi = 30^\circ$	98,3	175,0
	$\varphi = 60^\circ$	52,5	98,3
Чистый сдвиг ( $\varphi = 90^\circ$ )	8,3	30,0	40,0

Анализ результатов испытаний, приведённых в таблицах, показал, что наибольшую квазистатическую жёсткость резиновые элементы имеют при осевом сжатии, наименьшую – при сдвиге, а промежуточные значения жёсткости – при сдвиге со сжатием; способ крепления резинового элемента существенно

влияет на его жесткостные характеристики. Так, наличие чашек глубиной 20 мм увеличивает жёсткость резинового элемента на 25-30 % по сравнению со свободным закреплением. Увеличение глубины чашки с 20 мм до 50 мм приводит к увеличению жёсткости на 70-80 %.

### Выводы

1. Потеря устойчивости силовых цилиндрических резиновых элементов при относительной деформации более 10-15 % объясняется резким уменьшением сдвиговой жёсткости.

2. Угол приложения внешней нагрузки на резиновый виброизолятор приводит к изменению его суммарной жёсткости, что необходимо учитывать при расчётах вибротранспортных машин, особенно резонансного типа.

3. Способ крепления резинового виброизолятора существенно влияет на его жесткостные характеристики. Учёт способа крепления позволяет не только расширить область применения виброизоляторов, но и сократить номенклатуру выпускаемых.

---

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эластомеры в горном деле / А.Ф. Булат и др. К.: Наукова думка, 2016. 313 с.
2. Лисица Н.Н. Разработка и расчет резиновых виброизоляторов для низкочастотной виброизоляции машин. *Геотехническая механика*. 2009. Вып. 84. С. 189-200.
3. Потураев В.Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. М.: Машиностроение, 1966. 299 с.

### REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I. and Zvyagilskiy, Ye.L. (2016), *Elastomery v gornom dele* [Elastomers in mining], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
2. Lisitsa, N.N. (2009), "Development and calculation of rubber vibration isolators for low-frequency vibration isolation of machines", *Geo-Technical Mechanics*, no. 84, pp. 189-200.
3. Poturayev, V.N. (1966), *Rezinovyie i rezino-metallicheskiye detali mashin* [Rubber and rubber-metal machine parts], Mashinostroyeniye, Moscow, USSR.

---

### Об авторах

**Лисица Николай Иванович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

**Твердохлеб Татьяна Емельяновна**, инженер, научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

**Заболотная Елена Юрьевна**, инженер, инженер I категории отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, vita.igtm@gmail.com

**Лисица Наталья Николаевна**, ассистент кафедры компьютерных технологий, факультет прикладной математики, Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара, Днепр, Украина, lisitsa\_natalya@mail.ru

**Новикова Алина Вячеславовна**, магистр, младший научный сотрудник отдела механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепр, Украина, alina.goncharenko@gmail.com

### 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 NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

**Tverdokhlib Tetiana Omelianivna**, Master of Science, Researcher of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

**Zabolotna Olena Yuriivna**, Master of Science, First Category Engineer in Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

**Lysytsia Natalia Mykolaivna**, Master of Science, Assistant of computer technologies department, faculty of applied mathematics, Oles Honchar Dnipro National University (Oles Gonchar DNU), Dnipro, Ukraine, lisitsa\_natalya@mail.ru

**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 NAS of Ukraine (IGTM NASU), Dnipro, Ukraine, alina.goncharenko@gmail.com

**Анотація.** Розглядається специфіка поведінки силових циліндричних гумових деталей в залежності від умов їх навантаження і закріплення.

Принципова особливість вібротранспортних машин полягає в тому, що при використуваному в них приводі характер коливального руху, амплітуда та форма траєкторій робочого органу визначається виключно наступними факторами – силовим впливом (змушуючою силою), числом і вагою рухомих елементів, кількістю, розташуванням і характеристиками пружних елементів.

На даний час у вібротранспортних машинах застосовуються пружні зв'язки у вигляді сталевих пружин чи у вигляді гумових і гумометалевих деталей. Рідше використовуються пневмопружні зв'язки. Пружні зв'язки вібротранспортних машин розрізняються також за видом деформації, яку відчувають пружні елементи, і підрозділяються ті, що працюють на стиск, згин, зсув. Сталеві пружини в більшості випадків працюють на кручення, згин і стиск, гумові і гумометалеві деталі – на стиск, зсув і зсув із стиском.

Кожен з перелічених видів пружних зв'язків в залежності від виду та режиму деформацій, матеріалу має свої, властиві їм пружні властивості, які накладають специфічні особливості на вибір і розрахунок характеристик жорсткості параметрів.

Визначення дійсних характеристик жорсткості пружних зв'язків є важливим завданням для розрахунку, від правильності рішення якого багато в чому залежить робота самої вібротранспортної машини і виконання нею заданого технологічного процесу.

Найбільшого поширення в практиці отримали пружні елементи у вигляді суцільних або порожнистих гумових циліндрів з різною формою вільної поверхні. Криволінійна форма внутрішньої та зовнішньої поверхонь забезпечує підвищену площу тепловідведення та дозволяє створювати елементи меншої висоти при тій же величині коефіцієнта жорсткості. Однак, залишається маловивченим питання визначення характеристик жорсткості циліндричних гумових елементів в залежності від умов їх навантаження та закріплення.

Випробуванням піддавалися гумові елементи типу ВР. 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 виміральної 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

**Abstract.** The specific behavior of power cylindrical rubber parts is considered depending on the conditions of their loading and fixation.

The principal feature of vibrotransport machines is that, when used in their drive, the nature of the vibrational motion, the amplitude and shape of the trajectories of the working body is determined solely by the following factors - the force effect (driving force), the number and mass of moving elements, the number, location and characteristics of elastic elements.

At present, vibratory transport machines use elastic ties in the form of steel springs or in the form of rubber and rubber-metal parts. Pneumo-elastic connections are rarely used. Elastic ties of vibrotransport machines also differ in the type of deformation experienced by elastic elements, and are subdivided into working for compression, bending, shear. Steel springs in most cases work for torsion, bending and compression, rubber and rubber-metal parts – for compression, shear and shear with compression.

Each of these types of elastic bonds, depending on the type and mode of deformation, the material has its own inherent elastic properties, which impose specific features on the choice and calculation of stiffness parameters.

Determination of the actual stiffness characteristics of elastic ties is an important task for the calculation, the correctness of the solution of which in many respects determines the operation of the vibrating transport machine itself and the performance of a preassigned technological process.

The most widely used in practice are elastic elements in the form of solid or hollow rubber cylinders with different shapes of the free surface. The curvilinear shape of the inner and outer surfaces provides an increased area of heat sink and allows you to create elements of lesser height with the same value of the stiffness coefficient. However, the question



of determining the stiffness characteristics of cylindrical rubber elements depending on the conditions of their loading and fixation remains poorly studied.

Tests were performed on rubber elements of the type VR. 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

*Статья поступила в редакцию 04.02.2019*

*Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.Г. Шевченко*