

Дырда В.И., д-р техн. наук, профессор
(ИГТМ НАН Украины),
Козуб Ю.Г., канд. техн. наук, доцент
(ЛНУ им. Тараса Шевченко),
Сокол С.П., канд. техн. наук
(ДГАЭУ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ ДЛЯ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Dyrda V.I., д-р техн. наук, профессор
(IGTM NAS of Ukraine),
Kozub Yu.G., канд. техн. наук, доцент
(LNU im. Tarasa Shevchenka),
Sokol S.P., канд. техн. наук
(DDAEU)

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АМОРТИЗАТОРІВ СКЛАДНОЇ ФОРМИ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

Dyrda V.I., D. Sc. (Tech.), Professor
(IGTM NAS of Ukraine),
Kozub Yu.G., Ph. D. (Tech.), Associate Professor
(LNU named after T. Shevchenko),
Sokol S.P., Ph. D. (Tech.)
(DSAEU)

EXPERIMENTAL STUDIES OF SHOCK ABSORBERS WITH A COMPLEX SHAPE FOR VIBRATORY MACHINERY

Аннотация. В работе рассматриваются резиновые виброизоляторы со сложной формой свободной поверхности, предназначенные в качестве упругих звеньев для машин, которые в процессе эксплуатации испытывают стационарные длительные циклические нагрузки. Свободная форма поверхности виброизоляторов позволяет реализовывать весьма важную особенность – малую жёсткость в направлении силы и большую несущую способность. Экспериментально для конкретных элементов типа AP и BP определены статические характеристики и распределение температуры диссипативного разогрева при циклическом сжатии. Приводятся формулы для расчёта жесткостных параметров элементов при деформациях сжатия и сдвига с учётом соотношения условных и истинных величин модулей Юнга и сдвига.

Ключевые слова: амортизатор сложной формы, зависимости сила-осадка, условный модуль упругости, истинный модуль упругости

В работе рассматриваются резиновые детали типа AP (амортизатор резиновый) (рис. 1, рис. 2) со сложной формой свободной поверхности. Такая форма позволяет при требуемой несущей способности получать малую сдвиговую жёсткость, а также предотвращать значительный саморазогрев упругих опор при работе в экстремальных условиях. Детали предназначены для использования в вибрационных машинах в качестве виброизоляторов и элементов упругой подвески и в процессе эксплуатации испытывают деформации сжатия от веса машины и деформации сжатия со сдвигом от возмущающей силы привода. Разработаны различные типы амортизаторов AP из резин серийных и опытных марок. Геометрические размеры исследуемых деталей приведены ниже; физико-механические характеристики некоторых резин приведены в [1, 2].

Тип элемента	Диаметр D , мм	Диаметр d , мм	Высота H , мм
AP103	120	72	148
BP201.1	100	70	80
BP201.2	100	76	80

Свойства амортизаторов при статических деформациях определяются зависимостью сила-осадка. Поскольку резины обладают заметной вязкостью, то возможны различные варианты получения кривых сила-осадка в зависимости от характера учёта вязкости. В настоящих исследованиях применялся ступенчатый квазистатический вид нагружения: образец нагружался до осадки Δ_1 , после выдержки под нагрузкой 1 час снималось значение силы P_1 , затем (без отдыха) образец нагружался до осадки $\Delta_2 > \Delta_1$ опять следовала выдержка под нагрузкой 1 час; снималось значение силы P_2 и т.д. Результаты испытаний элементов AP103 из резины 51-1714 и 51-1711 представлены на рис. 3. Образцы при деформировании располагались между двумя горизонтальными металлическими поверхностями. Результаты испытаний элемента BP201 из резины 51-1714 представлены на рис. 4. При деформировании элемент располагался между двумя металлическими поверхностями, причём верхняя поверхность имела возможность наклона (усилие передавалось через шарнирное соединение динамометра). Как видно из графика на рис. 4, при осадке 15...35 мм угол наклона кривой практически равен нулю. Это происходило потому, что при указанных деформациях элемент терял вертикальную устойчивость (верхняя поверхность наклонялась). При дальнейшем увеличении нагрузки устойчивость элемента восстанавливалась.

Таким образом, из полученных данных можно сделать следующие выводы. При вертикальном сжатии зависимость сила-осадка для амортизаторов AP103 и BP201 является практически линейной до деформации $\Delta_m/H \approx 0,1$ (для AP103 $\Delta_m = 15$ мм, для BP201 $\Delta_m = 8$ мм). Элементы имеют при этом практически постоянную жёсткость, величина которой зависит от марки резины. При больших деформациях зависимость сила-осадка становится нелинейной, жёсткость уменьшается. При значительных деформациях в зависимости от способа крепления элементов к верхней и нижней поверхностям и способа нагружения возможно потеря вертикальной устойчивости элементов.

Рассмотрим результаты испытаний амортизаторов типа AP103 из двух новых марок резин – 51-1711 и 51-1714. Квазистатическая (выдержка под нагрузкой 1 час) жёсткость при вертикальном сжатии C_{cm} при осадке 10 мм равна ≈ 150 кН/м для резины 51-1711 и ≈ 220 кН/м для резины 51-1714. Динамическая жёсткость на сжатие C_d при циклическом гармоническом нагружении с частотой 20 Гц при максимальной осадке 10 мм равна, соответственно, 170 кН/м и 250 кН/м. Технический коэффициент поглощения энергии ψ для резины марки 51-1711 равен 0,9...1,0, для резины 51-1714 – 1,1...1,2. Методика определения динамических характеристик взята из [1]. Коэффициент динамичности $K = C_d/C_{cm}$, как видно из приведенных данных при указанных частотах, равен 1,1...1,2 для обеих марок резин. В упругих элементах типа AP, как и во всяких резиновых амортизаторах, при длительном циклическом нагружении происходит саморазогрев до определённой температуры, зависящей от свойств резины, амплитуды и частоты деформирования и температуры окружающей среды. Экспериментальные данные по саморазогреву амортизаторов важно учитывать при применении их в вибрационных машинах, поскольку

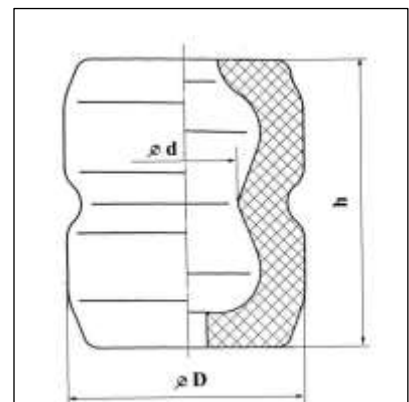


Рисунок 1 – Схема виброизолятора AP103

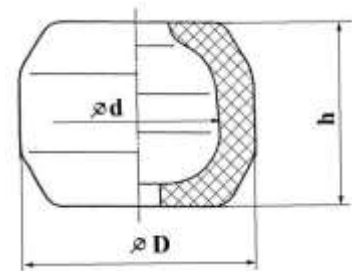


Рисунок 2 – Схема виброизолятора BP201

максимальная температура резинового массива ни в какой его точке не должна превышать температуры, при которой происходит термодеструкция резины. На рис. 5 и рис. 6 приводятся данные по определению полей приращения температуры ΔT над температурой окружающей среды в амортизаторах AP103, BP201-1 и BP201-2. Точки, в которых производилось измерение температуры, показаны на чертежах слева от графиков. Замеры производились точечной (диаметр 1 мм) хромель-алюмелевой термопарой. Температура окружающей среды была равна 24 °С. Данные для ΔT приведены для установившегося (стационарного) теплового режима, который в описываемых условиях достигался примерно за 3 часа от начала деформирования.

Представляет практический интерес получение формул для расчёта статической жёсткости рассматриваемых элементов. Однако

ввиду сложной геометрической формы элементов типа AP точный аналитический расчёт их статической жёсткости представляет значительные трудности. Необходимую для инженерных расчётов формулу приближенного вычисления жёсткости этих элементов можно построить достаточно простым способом, с использованием некоторых экспериментально получаемых величин и соотношений.

Важным выводом из экспериментального исследования элементов типа AP является то, что зависимость сила-осадка при практически используемых значениях последних является линейной, т.е. эти элементы обладают постоянной жёсткостью и для её нахождения можно использовать закон Гука. Однако ввиду того, что напряжение σ и деформации ε распределены в объёме элемента неоднородно (из-за его сложной геометрической формы), применение закона Гука требует некоторых упрощающих предположений. Удобно поступить следующим образом. Пренебрежём неоднородностью напряжений и деформаций в объёме элемента и введём так называемые условные (условно-однородные) напряжения $\bar{\sigma}$ и деформации $\bar{\varepsilon}$, определив их следующим образом. Условные напряжение $\bar{\sigma}$ равно отношению силы P , приложенной к образцу, к площади поперечного сечения ненагруженного образца \bar{F} , выбранной перпендикулярно к силе сжатия и параллельно (касательно) к силе сдвига

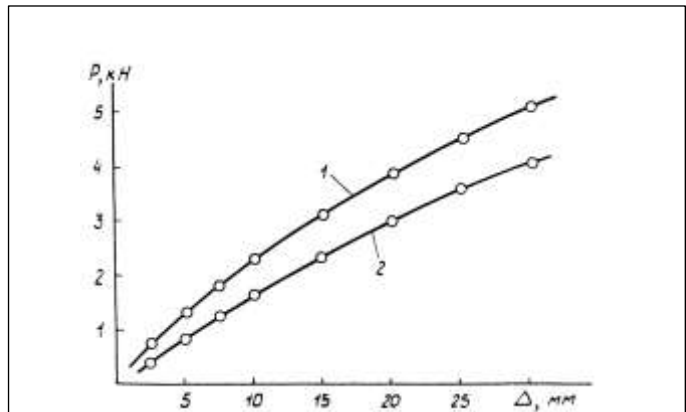


Рисунок 3 – Зависимость силы P от осадки Δ для элементов AP103. 1 – резина марки 51-1714; 2 – резина марки 51-1711

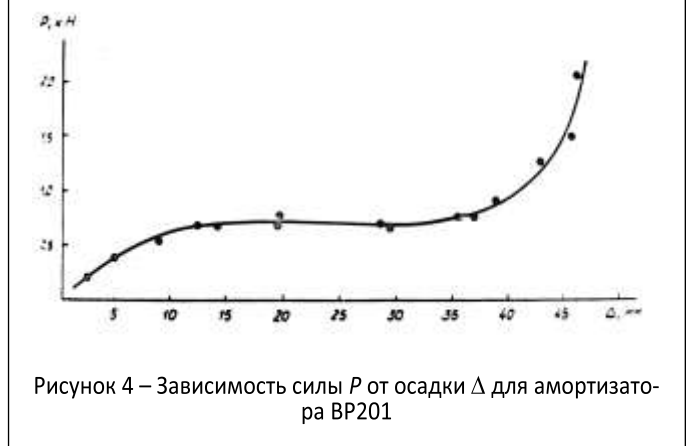


Рисунок 4 – Зависимость силы P от осадки Δ для амортизатора BP201

$$\bar{\sigma} = P/\bar{F} . \quad (1)$$

Площадь сечения элемента \bar{F} ввиду его сложной формы является условной величиной. Для элементов типа AP площадь \bar{F} удобно принять равной площади кольца в цилин-

дрической части элемента. Условную деформацию $\bar{\epsilon}$ определим как отношение величины осадки или сдвига Δ к высоте ненагруженного элемента H

$$\bar{\epsilon} = \Delta / H. \quad (2)$$

Используя введённые таким образом величины $\bar{\epsilon}$ и $\bar{\sigma}$, запишем закон Гука

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{сж} &= E_k \cdot \bar{\epsilon}_{сж}, \\ \bar{\sigma}_{сд} &= G_k \cdot \bar{\epsilon}_{сд}, \end{aligned} \quad (3)$$

где $\bar{\sigma}_{сж}$ и $\bar{\sigma}_{сд}$, $\bar{\epsilon}_{сж}$ и $\bar{\epsilon}_{сд}$ - напряжения и деформации сжатия и сдвига соответственно;

E_k - условный (кажущийся) модуль упругости (модуль Юнга);

G_k - условный модуль сдвига.

Условные модули E_k и G_k отличаются от истинных модулей E и G . Модуль E наиболее точно можно определить как условно-равновесный модуль по ГОСТ 11053-75. По стандартизированной методике этот модуль определяется при растяжении на 25 % резинового образца в виде полоски 70×10×2 мм при температуре 70 °С и выдержке 60 мин. Для истинных модулей E и G существует соотношение (если принять коэффициент Пуассона $\mu = 0,5$, что хорошо оправдывается для исследуемых резин) $E = 3G$.

Соотношение между условными и истинными модулями запишем в виде

$$\begin{aligned} E_k &= \alpha E, \\ G_k &= \beta G, \end{aligned} \quad (4)$$

где α и β - экспериментально определяемые коэффициенты.

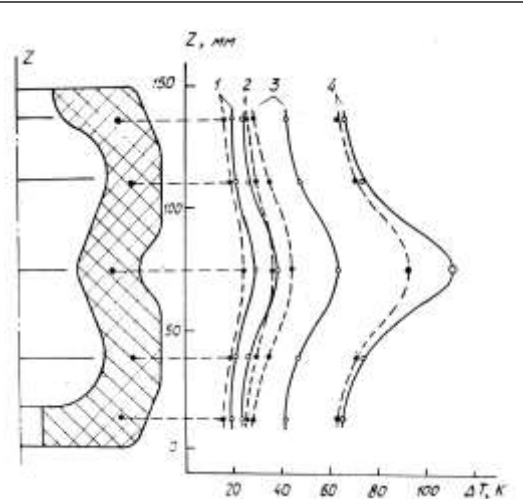
Поскольку, вообще говоря, $\alpha \neq \beta$, то и $E_k \neq 3G_k$.

Используя формулы (1), (2) и (3), получим следующие формулы для жесткостей сжатия $C_{сж}$ и $C_{сд}$:

$$C_{сж} = \frac{P_{сж}}{\Delta_{сж}} = E_k \frac{\bar{F}}{H}, \quad C_{сд} = \frac{P_{сд}}{\Delta_{сд}} = G_k \frac{\bar{F}}{H}. \quad (5)$$

Будем далее обозначать величины, относящиеся к элементам AP103 и BP201 индексами 1 и 2, соответственно. Для площади $\bar{F}_{1,2}$ имеем

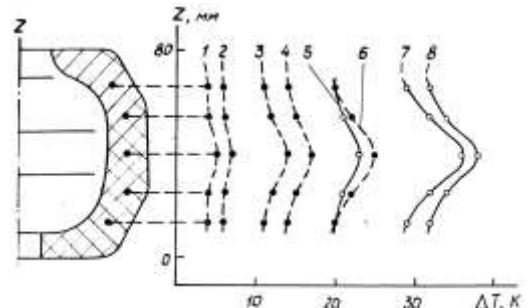
$$\bar{F}_{1,2} = \pi(R_{1,2}^2 - r_{1,2}^2),$$



----- резина марки 955, — резина марки 51-1714

1 – амплитуда $A=3$ мм, частота $\omega=13,3$ Гц; 2 – $A=3$ мм, $\omega=20,3$ Гц; 3 – $A=5$ мм, $\omega=13,3$ Гц; 4 – $A=10$ мм, $\omega=13,3$ Гц

Рисунок 5 – Распределение приращения температуры ΔT в элементы AP103 при гармоническом сжатии (предварительное поджатие 10 мм)



1 – амплитуда $A=1,5$ мм, частота $\omega=13,3$ Гц; 2 – $A=1,5$ мм, $\omega=20,3$ Гц; 3, 5 – $A=3$ мм, $\omega=13,3$ Гц; 4 – $A=3$ мм, $\omega=20,3$ Гц; 6, 8 – $A=5$ мм, $\omega=13,3$ Гц; 7 – $A=3$ мм, $\omega=20,3$ Гц

Рисунок 6 – Распределение приращения температуры ΔT в элементах BP201.1 (сплошная линия) и BP201.2 (пунктирная линия) при гармоническом сжатии (предварительное поджатие 5 мм)

где R и r – наружный и внутренний радиусы цилиндрической части элементов.
Из формул (4) и (5) получим искомую формулу для расчёта

$$C_{сж1,2} = \alpha_{1,2} E \pi \frac{R_{1,2}^2 - r_{1,2}^2}{H_{1,2}}.$$

Значение коэффициентов α равны: для элемента AP103 $\alpha = 1,2...1,3$, для элемента BP201 $\alpha = 0,5...0,6$.

Приведём сравнение полученной формулы с опытными данными для амортизаторов BP201.1 и BP201.2. Результаты расчёта для четырёх элементов и их сравнение с экспериментом представлены ниже (модуль резины определялся при растяжении полоски размером 250×25×12 мм, вырезанной из исследуемого элемента).

Испытуемые элементы	Модуль резины, МПа	Жёсткость, кН/м	
		расчёт	эксперимент
BP201.1	1.4	41	41
BP201.1	4.4	128	121
BP201.2	1.8	44	43
BP201.2	1.4	34	29

Совпадение расчётных данных с полученными на опыте вполне удовлетворительное.

Проведённые в настоящей работе исследования позволяют сделать следующие выводы. Элементы типа AP обладают некоторыми преимуществами по сравнению с другими элементами, например, цилиндрическими, которые могут оказаться полезными при работе в экстремальных условиях, какие часто наблюдаются в вибрационных машинах. Такими преимуществами являются малая сдвиговая жёсткость при необходимой несущей способности, а также уменьшенный диссипативный разогрев. Исследованные новые марки резины 51-1711 и 51-1714 позволяют создавать резиновые элементы конструкций типа AP с заданными физико-механическими характеристиками, соответствующими условиям работы в вибрационных машинах в качестве упругих звеньев и амортизаторов.

Исходя из приведенных в работе данных по теплообразованию в резиновых элементах типа AP и BP, могут быть рекомендованы режимы нагружения, обеспечивающие необходимую долговечность этих элементов.

При этом следует учитывать, что длительная долговечность резиновых элементов на основе каучука СКИ-3 возможна в том случае, если максимальное превышение температуры ΔT над температурой окружающей среды будет не выше 60-70 К, например для AP103 из резины 51-1714 (см. рис. 5) при частоте нагружения около 13 Гц (частота нагружения реально существующих вибротриков) и при $A = 10$ мм $\Delta T > 110$ К. При такой температуре возможна лишь эпизодическая работа вибротриков, в случае длительного нагружения в таком режиме будет наблюдаться эффект термомеханической неустойчивости и долговечность при этом будет ограничена 50-100 часами нагружения. Длительная работа AP103 из данной марки резины при частоте 13 Гц возможна при $A = 7...8$ мм.

Что касается BP201.1 и BP201.2 из резины 51-1714, то, как видно на рис. 6, при частотах нагружения 10...20 Гц и $A = 5$ мм обеспечивается длительная наработка.

Все полученные экспериментальные результаты необходимы при разработке новых резиновых элементов, а также для дальнейшего улучшения существующих резиновых конструкций. Они также необходимы при динамических расчётах вибротриков, в которых элементы типа AP используются в качестве упругих звеньев и виброизоляторов и для расчёта необходимой долговечности элементов.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Прикладная механика упруго-наследственных сред: В 3-х томах. – Т. 1. Механика деформирования и разрушения эластомеров / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягильский, А.С. Кобец. – К.: Наук. думка, 2011. – 568 с.
2. Прикладная механика упруго-наследственных сред. В 3-х томах / А.Ф. Булат, В.И. Дырда, Е.Л. Звягильский, А.С. Кобец. – Т. 2. Методы расчета эластомерных деталей. – К.: Наукова думка, 2012. – 616 с.

REFERENCES

1. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zvyagilskiy, Ye.L., Kobets, A.S. (2011), *Prikladnaya mekhanika uprugо-nasledstvennykh sred. Tom 1. Mehanika deformirovaniia i razrusheniia elastomerov* [Applied mechanics of elastic-hereditary media. Vol. 1. Mechanics of deforming and breaking down of elastomers], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
2. Bulat, A.F., Dyrda, V.I., Zviagilskii, E.L. and Kobets, A.S. (2012), *Prikladnaya mekhanika uprugо-nasledstvennykh sred. Tom 2. Metody rascheta elastomernykh detalei* [Applied mechanics of elastic-hereditary media. Vol. 1. Design techniques of elastomeric parts], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.

Об авторах

Дырда Виталий Илларионович, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом механики эластомерных конструкций горных машин, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина, vita.igtm@gmail.com

Козуб Юрий Гордеевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологий производства и профессионального образования, Луганский национальный университет им. Тараса Шевченко (ЛНУ им. Тараса Шевченко), Луганск, Украина, kosub@rambler.ru

Сокол Сергей Петрович, старший преподаватель кафедры с/х машин, Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет (ДГАЭУ), Днепропетровск, Украина

About the authors

Dyrda Vitaly Illarionovich, Doctor of Technical Sciences (D. Sc.), Professor, Head of Department of Elastomeric Component Mechanics in Mining Machines, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, vita.igtm@gmail.com

Kozub Yuriy Gordeyevich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Associate Professor in Department of Technology of Production and Trade Education, Taras Shevchenko National University of Lugansk (LNU), Lugansk, Ukraine, kosub@rambler.ru

Sokol Sergey Petrovich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Teacher of Dnepropetrovsk State Agrarian Economic University (DSAEU), Dnepropetrovsk, Ukraine

Анотація. У роботі розглянуто гумові віброізолятори зі складною формою вільної поверхні, призначені у якості пружних ланок для машин, що в процесі експлуатації зазнають стаціонарні тривалі циклічні навантаження. Вільна форма поверхні віброізоляторів дозволяє реалізовувати дуже важливу особливість – малу жорсткість в напрямку сили і велику несучу здатність. Експериментально для конкретних елементів типу AP і BP визначені статичні характеристики і розподіл температури дисипативного розігріву при циклічному стиску. Наводяться формули для розрахунку жорсткісних параметрів елементів при деформаціях стиску і зсуву з урахуванням співвідношення умовних та істинних величин модулів Юнга та зсуву.

Ключові слова: амортизатор складної форми, залежності сила-осадка, умовний модуль пружності, істинний модуль пружності

Abstract. The paper considers rubber vibration isolators with a complex shape of free surface designed as elastic links for machines that are experiencing long-term stationary cyclic loads. Such surface shape of vibration isolators allows to realize a very important feature – a weak stiffness in the direction of the force applied and heavy load capacity. Static characteristics and temperature distribution of dissipative heating under cyclic compression are defined experimentally for specific elements such as AR and VR. Formulas for calculating stiffness parameters of the elements under compression and shear deformations are presented with taking into account ratio of conditional and true values of Young's modulus and shear modulus.

Keywords: shock absorber of complex shape, force-sediment dependence, apparent elastic modulus, true elastic modulus

Статья поступила в редакцию 03.09.2014

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