



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 80759

(13) C2

(51) МПК (2006)

F16F 1/36

F16F 7/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) АМОРТИЗАТОР

1

2

(21) а200511180

(22) 25.11.2005

(24) 25.10.2007

(72) ГРОМАДСЬКИЙ АНАТОЛІЙ СТЕПАНОВИЧ,
UA, ГРОМАДСЬКИЙ ВЛАДИСЛАВ
АНАТОЛЬОВИЧ, UA, ГРОМАДСЬКИЙ ВІКТОР
АНАТОЛЬОВИЧ, UA(73) ГРОМАДСЬКИЙ АНАТОЛІЙ СТЕПАНОВИЧ,
UA(56) SU 1201613, F21V15/04, 30.12.1985
US 4422627, F16F1/36, 27.12.1983
SU 1566112, F16F1/34, 23.05.1990
RU 2231700, F16F3/02, 27.06.2004
SU 1195089, F16F1/34, 30.11.1985

(57) 1. Амортизатор, що містить основи, до яких притиснутий сполучними елементами та розташований між ними пружнодемпфірувальний елемент у вигляді кільця з одного витка плоскої стрічки, кінці якої сполучені з однією з основ за допомогою сполучного елемента, і виконаної з гумотканинного матеріалу з чергуванням шарів, в якому частина або всі шари тканини розміщені між нейтральним шаром і зовнішньою боковою поверхнею кільця, а нитки основи тканини розташовані уздовж розгортки обода кільця, при

цьому пружнодемпфірувальний елемент виконаний з відрізка транспортерної стрічки із зовнішніми гумовими шарами неоднакової товщини, який відрізняється тим, що сполучні елементи виконані шириною b , яка належить до радіуса R нейтрального шару кільця амортизатора в межах $0,75 \leq b \leq 1,25R$, та довжиною, рівною ширині кільця, при цьому кільце ненавантаженого амортизатора в зборі має форму еліпса, а в бокових поверхнях кільця, між сполучними елементами, виконані крізні щілини-регулятори поперечної жорсткості амортизатора, які розподіляють утворені еліптичні поверхні меншого радіуса кільця на щонайменше дві смуги.

2. Амортизатор за п. 1, який відрізняється тим, що в еліптичних поверхнях більшого радіуса кільця виконані щілини, сполучені з щілинами-регуляторами поперечної жорсткості амортизатора, утворюючи щонайменше два окремі еліптичні кільця, еквідистантно відокремлених один від одного Т-подібними виступами, зв'язаними із сполучними елементами і вставленими в щілинах еліптичних поверхонь більшого радіуса.

Винахід відноситься до машинобудування, а саме до засобів захисту об'єктів від динамічних навантажень - пружнодемпфуючим елементам. Відомі амортизатори, що містять несучий елемент і основу, які зв'язані через демпфуючий елемент, точки кріплення якого до несучого елемента і основи розташовані на вертикальній осі, а демпфуючий елемент виконаний у вигляді кільця з концентрично розміщених, що чергуються, зв'язаних між собою шарів пружного і тканого матеріалів, при цьому точки кріплення пружного елемента розташовані на бокових поверхнях кільця, а шари стягнуті в цих точках між собою [Див. джерело: 1. - Авт. свід. СРСР №1201613, опубл. 30.12.83р., Бюл. №48].

Недоліками відомого амортизатору є те, що шари тканини, розташовані симетрично щодо нейтрального шару між зовнішньою і внутрішньою

боковими поверхнями кільця і відсутність попереднього натягнення шарів тканини. Це знижує несучу і демпфуючу здатність амортизатора.

Найближчим технічним рішенням, вибраним як прототип, є амортизатор, що містить основи, до яких притиснутий сполучними елементами, розташований між ними пружнодемпфуючий елемент у вигляді кільця з одного витка плоскої стрічки, кінці якої сполучені з однією з основ за допомогою сполучного елемента, і виконаної з резинотканого матеріалу з чергуванням шарів, частина або всі шари тканини, які розміщені між нейтральним шаром і зовнішньою боковою поверхнею, а нитки основи тканини розташовані уздовж розгортки обода кільця, що виконаний з відрізка транспортерної стрічки із зовнішніми гумовими шарами неоднакової товщини [Див.

(13) C2

(11) 80759

(19) UA

джерело: 2. - Авт. свід. СРСР №1566112, опубл. 23.05.90 р., Бюл. №19].

Недоліками прототипу є:

1. Торцева поверхня кільцевого елементу амортизатора після збірки без зовнішнього навантаження має форму круга. Це відбувається при ширині сполучних елементів менше величини 0,5 радіуси до нейтрального шару і завдовжки менше ширини кільця амортизатора.

При цьому попереднє натягнення шарів тканого матеріалу і стиснення внутрішнього товстішого шару пружного матеріалу виявляється недостатнім, що знижує несучу і демпфуючу здатність амортизатора.

2. Для підвищення несучої здатності амортизатора доводиться збільшувати товщину і ширину кільцевого елементу амортизатору. Проте при цьому зростає не тільки жорсткість розтягування-стиснення кільця і підвищення несучої здатності амортизатора, але і жорсткості "перекошування" і "зрушення" амортизатора в поперечних напрямках, оскільки їх величина пропорційна товщині обода кільця в третьому ступені [див. джерела: 3. - Громадский А.С. Особенности расчета коэффициента статической жесткости кольцевых резинокордовых виброизоляторов при растяжении-сжатии // Вибрации в технике и технологиях. - 2003. - №1 (27). - С.30-34;

4. - Громадский А.С. Расчет коэффициента статической жесткости кольцевых резинокордовых виброизоляторов при деформациях "перекачивания" и "сдвига" // Научный вестник национальной горной академии Украины. - 2002. - №6 - С.61-63].

Із збільшенням жорсткості амортизатору в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, погіршується ефективність гасіння вібрації амортизатором, оскільки величина коефіцієнта вібропередачі залежить від частотного відношення (відбудови) $\gamma = f/f_0$, де f - частота вібраційного збудження основи, f_0 - власна частота коливань об'єкту віброізоляції масою m , кг, встановленого на амортизаторі жорсткістю c , Н/м:

$f_0 = 1/2\pi\sqrt{c/m}$, Гц, (Див. джерело: 5. - Громадский А.С. Анализ качественных характеристик, обоснование направления создания виброизоляторов и виброзащитных систем карьерных экскаваторов // Вибрации в технике и технологиях. - 2004. - №1 (33). - С.61-65). Із збільшенням жорсткості зменшується відбудова γ , збільшується коефіцієнт вібропередачі η і погіршується ефективність гасіння вібрації.

3. При вибраних параметрах амортизатора - прототипу по несучій здатності і жорсткості розтягування-стиснення його поперечні жорсткості "перекошування" і "зрушення" приймають певні постійні величини. Це є недоліком, оскільки часто необхідно зменшити жорсткість в одному з поперечних напрямів, щоб забезпечити максимальну ефективність гасіння вібрації в цьому напрямі, при збереженні несучої здатності

амортизатора і незмінної жорсткості розтягування-стиснення.

Задачами винаходу є: удосконалення амортизатора і підвищення ефективності гасіння вібрації шляхом оптимізації ширини і форми сполучних елементів; збільшення попереднього натягнення тканих шарів за рахунок придання амортизатору оптимальної форми після його збірки без навантаження об'єктом віброізоляції; підвищення несучої і демпфуючої здатності амортизатора, а також зменшення жорсткості поперечного "зрушення" без зниження жорсткості розтягування-стиснення і несучої здатності амортизатора з метою забезпечення максимальної ефективності гасіння вібрації в поперечному напрямі.

Поставлена задача розв'язується за рахунок того, що сполучні елементи виконані шириною b по відношенню до радіусу R до нейтрального шару кільця амортизатора - в межах $0,75R \leq b \leq 1,25R$, а завдовжки рівній ширині кільця, таким чином, що торцева поверхня кільця ненавантаженого амортизатора в зборі має форму еліпса, при чому в бокових поверхнях кільця між сполучними елементами, виконані крізні щілини-регулятори поперечної жорсткості амортизатора, розподільні створені еліптичні поверхні меншого радіусу кільця на дві або декілька смуг. У альтернативному варіанті виконання амортизатора в еліптичних поверхнях більшого радіусу кільця виконані щілини, сполучені з щілинами-регуляторами поперечної жорсткості амортизатора, утворюючи два або декілька окремі еліптичні кільця, еквідистантно відокремлених один від одного Т-образними виступами, пов'язаними із сполучними елементами і вставленими в щілині еліптичних поверхонь більшого радіусу.

На фіг.1 зображений амортизатор, вигляд зверху; на фіг.2 - перетин по А-А на фіг.1; на фіг.3 - перетин по Б-Б на фіг.2; на фіг.4 - варіант 2 виконання амортизатора.

Амортизатор складається з основ 1, 2, до яких притиснутий сполучними елементами 3, 4, розташований між ними пружнодемпфуючий елемент 5 у вигляді кільця з одного витка плоскої стрічки, кінці якої сполучені з однією з основ 1 за допомогою сполучного елементу 3. Протилежна частина кільця притиснута до основи 2 сполучним елементом 4. Стрічка виконана з резинотканого матеріалу з чергуванням шарів, один або декілька шарів тканини 6, якій розміщені між нейтральним шаром 7 і зовнішнім тоншим гумовим шаром 8 кільця 5 (один шар тканини при кількості тканих шарів до 3-х і 1,5-2 шари при кількості тканих шарів більш 4-х). Амортизатор виконаний з відрізка транспортерної стрічки із зовнішніми гумовими шарами неоднакової товщини. При цьому шар 9 більшої товщини розміщується з боку внутрішньої поверхні обода кільця. Між сполучними елементами виконані крізні щілини 10, розподільні створені еліптичні поверхні меншого радіусу кільця на смуги 11. У альтернативному виконанні амортизатору, фіг.4, смуги 11 еквідистантно відокремлені один від одного за рахунок Т-образних виступів 12, пов'язаних із

сполучними елементами 3, 4, утворюючи щілину 10.

Амортизатор реалізується таким чином.

При збірці амортизатору завдяки тому, що сполучні елементи 3, 4 виконані шириною b по відношенню до радіусу R до нейтрального шару 7 кільця 5 амортизатору залежно від товщини кільця h - в межах $0,75R \leq b \leq 1,25R$, а завдовжки рівній ширині кільця, торцева поверхня кільця 5 ненавантаженого амортизатора в зборі набуває форму еліпса. Це дозволяє забезпечити підвищене розтягування кордових (тканих) шарів і шару гуми, розташованих над нейтральним шаром і підвищене стиснення всіх шарів, розташованих під нейтральним шаром. В цілому амортизатор після збірки опиняється в заздалегідь підвищеному напруженому стані, що збільшує його несучу здатність. Амортизатор витримує максимальну вагу зовнішнього навантаження об'єкту віброізоляції при мінімальній жорсткості розтягування-стиснення по осі z кільцевого пружного елемента. На зразок ангарів з пневматичними оболонками, накачаних стислим повітрям або підвищеної стійкості Останкінської телевежі з натягнутими усередині неї сталевими тросами.

Завдяки підвищеному натягненню кордових шарів тканини, розташованих над нейтральним шаром і підвищеному стисненню шарів тканини, розташованих під нейтральним шаром збільшується сила тертя волоконних структур тканини. Тертя між волокнами ниток кордових шарів покращує поглинання енергії резонансних коливань, забезпечуючи коефіцієнт поглинання $\Psi \geq 0,41$, в 1,2-1,3 рази вище, ніж у прототипу. При цьому сухе тертя в кордових шарах виявляється тільки при великих амплітудах резонансних коливань, а при малих амплітудах зарезонансних коливань виявляється тільки поглинання енергії в гумових шарах амортизатора. Ця особливість дозволяє забезпечити максимальну ефективність гасіння вібрації в зарезонансному діапазоні частот, що наближається до віброізоляторів з нульовою дисипацією (мінімальним розсіюванням енергії в матеріалі віброізолятора).

Таким чином, пропонований амортизатор дозволяє гасити широкосмугову вібрацію з розподілом енергії збудливих коливань практично від нуля Гц, коли відбудова частоти власних коливань в область низьких частот не можлива. В цьому випадку амортизатор за рахунок підвищеного демпфування забезпечує мінімальні амплітуди резонансних коливань на власних частотах (коефіцієнт вібропередачі $\eta < 2,5$) і максимальну ефективність гасіння вібрації за рахунок практично нульової дисипації в зарезонансному діапазоні частот.

Завдяки тому, що в бокових поверхнях амортизатора виконані крізні щілини 10, залежно від їх кількості забезпечується мінімальна жорсткість поперечного "зрушення" амортизатора по осі y і максимальна ефективність гасіння вібрації в цьому напрямі. Величина коефіцієнта жорсткості по осі y визначається виразом (Див. вищезазначене джерело [4]):

$$c_y = \frac{\varepsilon \cdot h^3 \cdot b \cdot G}{0,41R^3} \quad (1)$$

де ε - коефіцієнт жорсткості кручення перетину обода кільця, залежний від співвідношення розмірів перетину b/h , фіг.3, див. табл. 1:

Величини коефіцієнта ε
залежно від співвідношення b/h

b/h	1,0	1,5	1,75	2,
ε	0,141	0,196	0,214	0,2
b/h	4,0	6,0	8,0	10
ε	0,281	0,299	0,307	0,3

h - товщина обода кільця амортизатора; b - ширина кільця амортизатора; G - модуль пружності другого роду (зрушення) матеріалу амортизатора $G=1/3E_3$; E_3 - еквівалентний модуль пружності першого роду при розтягуванні-стисненні матеріалу листового резинокордового обода кільця амортизатора (Див. вищезазначене джерело [3]).

Якщо щілини в бокових еліптичних поверхнях амортизатора, фіг.3, виконати так, щоб $b_1=b_2 \approx b/2$, вважаючи, що $b_{щ} < b_{1,2}$, то при $h=10$ мм і $b=60$ мм, $b/h \approx 6$, $\varepsilon=0,299$. Тоді при $b_1=b_2=30$ мм, $b/h \approx 3$, а $\varepsilon=0,249$. З формули (1) видно, що коефіцієнт жорсткості c_y зменшиться в $0,299/0,241=1,24$ рази при незмінній загальній ширині b кільця амортизатора. У разі виконання трьох паралельних смуг $b_1=b_2=b_3=20$ мм, $b_{1,2,3}/h \approx 2$, $\varepsilon=0,229$, коефіцієнт жорсткості c_y зменшиться у $0,299/0,229=1,3$ рази. Збільшуючи кількість паралельних щілин, жорсткість поперечного "зрушення" за рахунок зміни коефіцієнта ε теоретично можна зменшити в 2,4 рази, див. табл. 1. На практиці у 2,2 рази, при незмінній несучій здатності амортизатора і його жорсткостей по осях x і z , забезпечуючи максимальну ефективність гасіння вібрації в поперечному напрямі по осі y . У ряді випадків це має істотне значення. Так, наприклад, на кар'єрних екскаваторах типу "пряма лопата" вібрація, що впливає на обладнання, має просторовий характер. При цьому горизонтальні вібраційні навантаження у напрямі рукояті з ковшем одні з найінтенсивніших. Для ефективного гасіння цих навантажень амортизатор орієнтується віссю u у напрямі рукояті з ковшем, що забезпечує ефективний віброзахист обладнання встановленого на амортизатори.

У альтернативному варіанті виконання амортизатора, фіг.4, щілини 10 створюють Т-образні виступи 12 завтовшки $b_{Т-в}$, пов'язані із сполучними елементами 3, 4. Т-образні виступи 12 вставлені в щілині еліптичних поверхонь більшого радіусу між несучими елементами 1, 2, утворюючи два або декілька окремих еліптичних кільця, еквідистантно відокремлених один від одного на відстані $b_{Т-в}=b_{щ}$.

Дослідно-промисловий зразок запропонованого амортизатора (типорозмір РКВ-

К-260) виготовлений та випробуваний у Випробувальному Центрі "Експертбудпром діагностика" ДП "Кривбасстандарт метрологія". Технічні характеристики амортизатора приведені в табл. 2.

З табл. 2 видно, що запропонований амортизатор в 1,5 рази перевершує прототип по несучій здатності при однаковому осіданні під дією ваги об'єкту віброізоляції і в 1,3 рази - по жорсткості поперечного "зрушення" у напрямі осі у. При цьому власна частота f_y знижується з 4,2 Гц до 3,7 Гц, що забезпечує підвищену відбудову γ і підвищення ефективності віброгасіння в 1,3-1,5 рази у зарезонансному діапазоні частот в порівнянні з прототипом.

По своїх технічних характеристиках запропонований амортизатор перевершує всі відомі пристрої аналогічного призначення.

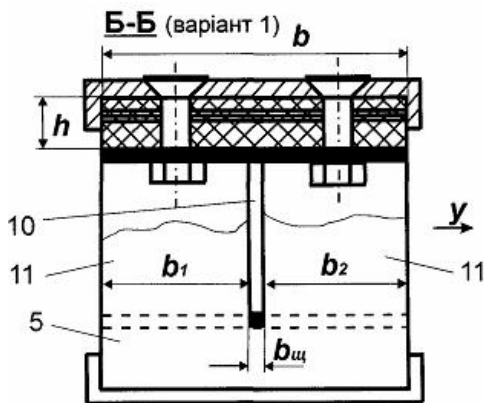
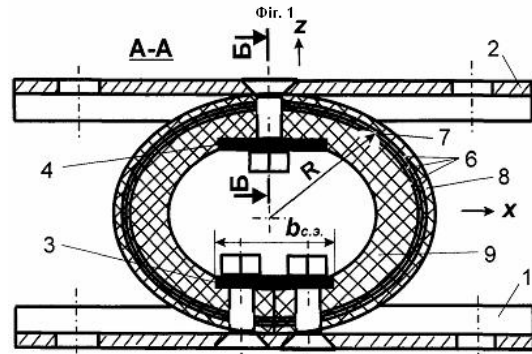
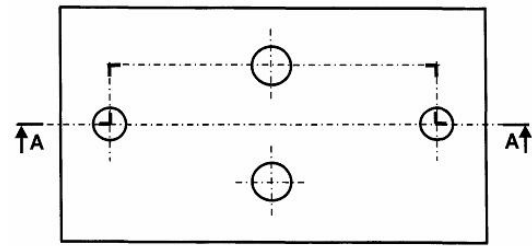
(Див. джерела: 6. - Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. - М.: "Машиностроение", 1981 - Том 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К.В. Фролова, 1981. - 456с.

7. - Альбом разрешенных к применению амортизаторов для корабельных механизмов. РН-75, ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова - Л., 1975 - 385с.

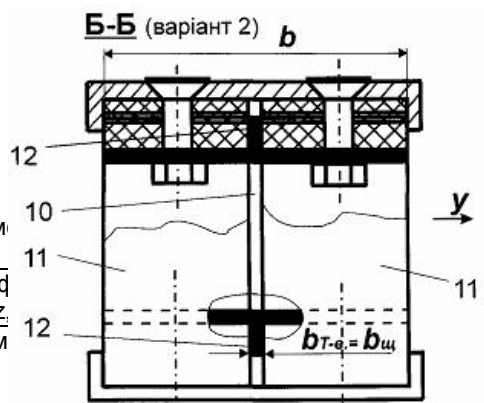
8. - Ильинский В.С. Защита РЭА и оборудования от динамических воздействий. - М.: Радио и связь, 1982. - 296с.

9 - SHOCK and VIBRATION HANDBOOK. / Volume 2. - DATA ANALYSIS, TESTING, AND METHODS OF CONTROL.// Crede C. E. APPLICATION AND DESIGN OF ISOLATORS. - New York, Toronto, and London: McGraw-HILL COMPANY. INC. 1961, pp.32-1 - 32-53).

При габаритних розмірах еліптичного кільця 180×130×145мм (без зовнішнього навантаження) і загальній масі 5кг (разом з основами) запропонований амортизатор РКВ-К-260, навантажений номінальним навантаженням масою $m=P_z/g=260\text{кг}$, забезпечує в 3-8 разів менші коефіцієнти жорсткості по осях x , y , z і в 1,4-2,8 рази нижчі частоти власних коливань в порівнянні з кращими відомими пристроями - арочними амортизаторами А-250 [7], що мають практично однакове номінальне навантаження.



Фиг. 3



Фиг. 4

Таблиця 2

Технічні характеристики амортизатора									
Номінальне статичне навантаження P_z , Н (у прототипа*)	Жорсткості, відповідні деф в напрямі осей x , y , z				Динам				
	Статичні (у прототипа)			Динам	і частоти власних коливань у напрямі осей x , y та z				
	C_x	C_y	C_z						
2550	33,5	28,1	107	176	138	300	4,1	3,7	5,4
(1730*)		(36,5)			(180)			(4,2)	

Примітки: * - при однаковому осіданні пружних елементів; **g - прискорення сили тяжіння