



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **58054** (13) **U**
(51) МПК (2011.01)
B60R 21/00
A62B 1/08 (2011.01)
A62B 35/00

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ КОРИСТУВАЧА ТРАНСПОРТНИМ ЗАСОБОМ

1

2

(21) u201011263

(22) 21.09.2010

(24) 25.03.2011

(46) 25.03.2011, Бюл.№ 6, 2011 р.

(72) ГОНЧАРЕНКО ВАСИЛЬ ВЛАСОВИЧ, ЛОБОДА ПЕТРО ІВАНОВИЧ, ХАЙЛЬМАЄР МАРТИН, DE, ГОНЧАРЕНКО МИХАЙЛО ВАСИЛЬОВИЧ, ВЕРБА АРТЕМ ЮРІЙОВИЧ

(73) ГОНЧАРЕНКО ВАСИЛЬ ВЛАСОВИЧ, ЛОБОДА ПЕТРО ІВАНОВИЧ, ХАЙЛЬМАЄР МАРТИН, DE, ГОНЧАРЕНКО МИХАЙЛО ВАСИЛЬОВИЧ, ВЕРБА АРТЕМ ЮРІЙОВИЧ

(57) 1. Пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом, що містить розміщені в транспортному засобі амортизатор та механізм переміщення амортизатора з початкового положення над кріслом користувача, який **відрізняється** тим, що містить щонайменше один із амортизаторів у вигляді троса, що виконаний із жил, утворених нелінійно пружно-крученими пружинами із пружних дротів, індекси (J) яких перевищують 100 одиниць, причому (J), це відношення діаметра пружин (D) до діаметра пружини дроту (d), причому механізм переміщення складається з фіксатора ременів безпеки, рухомого замка для ременів безпеки, попередньо напруженого сполучного троса, обмежувача руху замка та передньої рухомої стінки.

2. Пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом, який **відрізняється** тим, що, в найкращому варіанті виконання, пружинний дріт має діаметр 0,5 мм, а виготовлена із нього пружина має діаметр 50 мм із кутом підйому гвин-

тової лінії 0,638, що може бути пружно витягнута в пряму лінію.

3. Пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом за пп. 1 та 2, який **відрізняється** тим, що, в найкращому варіанті виконання, спіральні жили зібрані, наприклад, з 1000 штук спіральних дротів, а діаметр такої жили становить близько 20 мм.

4. Пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом за п.3, який **відрізняється** тим, що, в найкращому варіанті виконання, спіральні жили збираються в 4-х жильні троси із зовнішнім діаметром близько 70 мм.

5. Пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом за будь-яким із пп.1-4, який **відрізняється** тим, що у гранично витягнутому стані троси мають зовнішній діаметр близько 28 мм.

6. Пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом за будь-яким із пп. 1-4, який **відрізняється** тим, що у розвантаженому стані троси утворюють 4 спіральні жили діаметром 70 мм кроком 88 мм.

7. Пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом за будь-яким із пп.1-6, який **відрізняється** тим, що блоки амортизаторів довжиною 1200 мм у ненавантаженому стані, при цьому при граничному напруженні такі амортизатори розтягуються до довжини 1500 мм, тобто збільшуються по довжині на 300 мм.

8. Пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом за п.7, який **відрізняється** тим, що блоки амортизаторів збирають із тросів у кількості від 5 до 20 шт.

Корисну модель можна віднести, як до транспортного машинобудування, зокрема у автомобілебудуванні так і до обладнання для літаків, частково до пристосування для страховки.

Так із патенту RU 62018 U1 відомий автоматичний комплекс для порятунку людей із висотних будівель, який містить корпус з встановленою у ньому катушкою з тросом, насадженим на збірну

вісь з зірочками, які входять одночасно в механізм гальмування.

Використаний у автоматичному комплексі трос не має незмінні параметри в умовах температур, що змінюються, і різних впливів, що приводять до старіння й втрати їхніх функціональних можливостей, та не забезпечує, як можна більш рівномірно розподілення по всьому проміжку часу погашення первісної швидкості при ударі.

(19) **UA** (11) **58054** (13) **U**

Відоме технічне рішення (US 4253620), що розглядає зусилля, які виникають при розтисненні пружини, що входить у барабан натяжного пристрою системи безпеки користувача (водія), а саме виконання пружини з природнім радіусом кривизни пружини поступово збільшеному у напрямку або до барабана натяжного пристосування, а в іншій області використання, звичайний радіус кривизни пружини розділений на частину, яка поступово зменшена в напрямку, або до барабана натяжного пристосування й частини, де остання є постійною, а звичайний радіус кривизни у вільній частині кінця закрученої пружини збільшений.

До недоліків можна віднести те, що у описі не зазначено, яким чином вирішується рівномірне розподілення по всьому проміжку часу погашення первсної швидкості при ударі.

Окрім того, по сукупності ознак, що є близькими до заявленого технічного рішення є пристрій для підвищення безпеки користувача транспортним засобом із патенту RU 2342263, містить розміщені в транспортному засобі амортизатор та механізм переміщення амортизатора з початкового положення над кріслом користувача в робоче положення. Механізм переміщення амортизатора містить хоча б один механізм переміщення першої, призначений для обмеження переміщення користувача вперед, та хоча б один механізм переміщення другий, призначений для обмеження переміщення користувача вгору, частин амортизатора по заданим траєкторіям.

Приведений раніш винахід має недоліки:

1. Складність конструктивного виконання (щонайменш два механізми для переміщення користувача);

2. Неможливо використати для створення нелінійно пружних амортизаторів, які використовують для підвищення безпеки користувача транспортним засобом.

Перед технічним рішенням поставлено завдання використовуючи новий підхід та нове пристосування усунути раніш викладенні недоліки.

Поставлене завдання вирішується завдяки виконання амортизатора, що відповідає характеристикам нелінійно пружним амортизаторам.

Спочатку теоретично обґрунтуємо заявлене технічне рішення на прикладі, що можливо використати в автомобільній галузі.

Так при зіткненні транспортних засобів (наприклад, при аварійному лобовому зіткненні автомобілів, при приземленні або при приводненні кабін космічних апаратів, що спускаються, і т.п.) тіла учасників руху піддаються значним перевантаженням n обумовленим як w/g , де $w = dv/dt = \dot{v} = \ddot{s}$ - негативне прискорення тіла, m/c^2 ; v - швидкість, m/c ; s - переміщення, m .

Якщо перша похідна від переміщення $ds/dt = \dot{s}$ є швидкістю v , друга похідна від переміщення $d^2s/dt^2 = \ddot{s}$ є прискоренням w , а третя похідна від переміщення $d^3s/dt^3 = \dddot{s}$ є різкістю \dot{w} .

У техніці найчастіше використовують такий параметр, як швидкість наростання переванта-

ження \dot{n} , обумовлений як dn/dt або як $\dot{w}/g = \ddot{s}/g$, c^{-1} .

Тобто ступінь можливого перенесення ударного перевантаження багато в чому залежить від напрямку його дії. Експериментально встановлено, що якщо перевантаження діє до напрямку «спина-груди», то межі фізіологічних можливостей людини відповідає перевантаження порядку 50-60 одиниць.

Виявилось, що більш сильніший вплив на перенесення перевантаження робить швидкість її наростання $\dot{n} = \ddot{s}/g$, тобто різкість. Межі фізіологічних можливостей відповідає швидкість наростання перевантаження порядку 500-600 c^{-1} [1,2,3].

Для того, щоб миттєве пікове значення швидкості напруження не перевищило межі фізіологічних можливостей людини, треба щоб протягом всієї тривалості Δt погашення швидкості при ударі величина \dot{n} якнайменше відхилялася від середнього значення. Інакше кажучи, різкість \dot{w} при ударі повинна як можна більш рівномірно розподілятися по всьому проміжку часу Δt погашення первсної швидкості V_0 .

Таку думку можна задовольнити тільки шляхом такого вибору пружнодемпфуючих амортизаторів, у яких залежність «зусилля-деформація» чітко відповідала б певному закону.

Одним з найбільш важливих вимог до конструкції таких амортизаторів є незмінність їхніх параметрів в умовах температур, що змінюються, і різних впливів, що приводять до старіння й втрати їхніх функціональних можливостей. Щонайкраще поставленій меті відповідають нелінійно пружні кручені пружини, індекси J яких перевищують 100 одиниць (над індексами J мається на увазі відношення діаметра пружин D до діаметра пружини дроту d). У роботі [10] показано, що якщо J пружини більше 100, то навіть при повному випрямленні пружинного дроту деформація матеріалів у ній не перевищить 1%, тобто не буде виходити за межі лінійної пружності. Після розвантаження таких пружин відбувається їх повне пружне відновлення.

Як показано в [10], зміни напруги σ у такій пружині описується рівнянням:

$$\sigma = C \Delta \alpha \sec(\alpha_0 + \Delta \alpha) \quad (\text{Па}) \quad (1)$$

Де C - константа пружини, Па; α_0 - кут підйому гвинтової лінії недеформованої пружини; $(\alpha_0 + \Delta \alpha)$ - кут підйому гвинтової лінії розтягнутої пружини; $\Delta \alpha$ - декремент кута підйому. Константа C - пружини визначається в такий спосіб:

$$C = 0,162 G J^{-2} \quad (\text{Па}) \quad (2)$$

Де: G - Модуль пружності матеріалу пружиною дроту, Па.

Зусилля розтягання F спіральної жили, що складає з Z кручених пружин, визначається по формулі:

$$F = Z S d C \Delta \alpha \sec(\alpha_0 + \Delta \alpha) \quad (\text{Н}) \quad (3)$$

Де: Sd - площа поперечного перерізу пружинного дроту, m^2 .

Зусилля F залежить від величини ударних перевантажень, обумовлених як:

$$n = F m^{-1} g^{-1} \quad (4)$$

Де: m - маса тіла, кг.

Графік залежності (3) майже повністю визначає форму діаграми ударних перевантажень $n = f(t)$. Якщо таку діаграму апроксимувати трапецією, то найбільший інтерес представить висхідна гілка такої діаграми, оскільки вона визначає швидкість наростання ударного перевантаження \dot{n} , різкість удару \ddot{s} .

Для здійснення переходу від механічних характеристик системи амортизації до динамічних характеристик діаграми наростання ударних перевантажень, припустимо, що кінетична енергія тіла повністю розходить на виконання роботи розтягання пружнодемпфуючої пружинної розтяжки, тобто:

$$\int Fds = 0,5mV^2 \quad (\text{Дж}) \quad (5)$$

Для наближеного обчислення інтеграла (5) використовуємо відомі формули прямокутників. У результаті таких припущень, що спрощують, були розраховані миттєві швидкості, прискорення W і різкості \dot{W} , що відповідають різним моментам часу t . Виявилось, що швидкість наростання перевантаження \dot{n} в плінні всієї тривалості погашення швидкості ($\Delta t \approx 0,1c$) зберігає майже те саме значення, що відрізняється від середнього значення, обумовленого як $n_{\max}/\Delta t$.

Перелік фігур, що можуть описати один із дуже великої кількості варіантів виконання:

Фіг. 1. Поперечний переріз 4-х жильні спіральні троси із пружинного дроту діаметром 0,5 мм у гранично витягнутому стані, де: D_{ext} - зовнішній діаметр; D_g - діаметр жили;

Фіг. 2. Поперечний переріз 4-х жильні спіральні троси із пружинного дроту діаметром 0,5 мм у гранично розвантаженому стані, де D_{ext} - зовнішній діаметр;

D_{int} - внутрішній діаметр; D_0 - діаметр осьової лінії жил; D_g - діаметр жили;

Фіг. 3. Схема включення блоку амортизаторів у систему ременів безпеки: 1 - фіксатор ременів безпеки; 2; 3 - тіло; 4 - рухомий замок для ременів безпеки; 5 - попередньо напружений сполучний трос; 6 - обмежувач руху замка; 7 - блок амортизаторів; 8 - передня рухома стінка блоку амортизаторів; 9 - спинка крісла; 10 - напрямок руху.

Приклад конструктивного виконання нового амортизатора:

1. Із пружинного дроту діаметром 0,5 мм була виготовлена пружина діаметром 50 мм із кутом підйому гвинтової лінії 0,638, що може бути пружно витягнута в пряму лінію.

2. З таких гранично витягнутих пружин зібрані спіральні жили що складаються, наприклад, з 1000 штук спіральних дротів, Діаметр такої жили становить близько 20мм.

3. Зі спіральних жил збираються 4-х жильні троси із зовнішнім діаметром близько 70мм.

4. У гранично витягнутому стані (див. фіг. 1) такі троси мають зовнішній діаметр близько 28мм.

5. У розвантаженому стані (див. фіг. 2) такі троси утворюють 4 спіральні жили діаметром 70 мм кроком 88 мм.

6. З таких тросів у кількості від 5 до 20 шт. збираються блоки амортизаторів довжиною 1200 мм у ненавантаженому стані. При граничному напруженні такі амортизатори розтягуються до довжини 1500 мм, тобто збільшуються по довжині на 300 мм.

7. Блоки амортизаторів 7 (див. фіг.3) з'єднуються попередньо напруженими тросами 5 з рухомим замком 4 ременів безпеки 2, що впирається в обмежувач заднього ходу 6.

8. На передній стінці 8 блоку амортизаторів є пристрій для відключення більшої або меншої частини амортизаторів від участі в опорі деформуванню.

9. Блок амортизаторів має можливість осьового переміщення, що дозволяє регулювати попередню напругу в амортизаторах.

Розглянемо випадок невідповідності кількості включених амортизаторів масі тіла конкретної ділянки руху.

1. Якщо кількість включених амортизаторів (занижено), тобто маса тіла велика, то тільки частина кінетичної енергії буде погашена на більшій частині ходу (деформації) амортизатора. Наприкінці деформування помітно виросте різкість удару.

2. Якщо кількість включених амортизаторів (завищена), тобто маса тіла незначна (в порівнянні з включеними амортизаторами), то вся кінетична енергія буде погашена на початковій ділянці деформування амортизатора, тобто на цій ділянці помітно підвищиться різкість удару, величина якого може вийти за межі фізіологічних можливостей людини.

Розглянемо випадок невідповідності попереднього натягу амортизаторів для різних мас тіла ділянок руху.

1. Якщо попередній натяг амортизаторів (завищено), більше ніж маса тіла, то на початковій ділянці росту перевантаження буде завищена різкість удару, що може вийти за межі фізіологічних можливостей людини.

2. Якщо попередній натяг амортизаторів (занижено), для більшої маси тіла, то на ділянці деформування амортизаторів не буде погашена основна частина кінетичної енергії тіла. Та частина кінетичної енергії, що залишилося непогашеною, буде погашена на малому, заключному, етапі процесу деформування амортизатора, що характеризується його високою жорсткістю.

Отже, тіло буде випробовувати більшу різкість удару наприкінці ходу амортизаторів, що може викликати перевищення припустимих меж швидкості наростання перевантажень.

Отже очевидно, що заявлене конструктивне рішення задовольняє всім вимогам патентоздатності.

Література

1. Нургалиев Р.Г. Доповідь. 2-й Міжнародний конгрес «Безпека на дорогах заради безпеки життя». С. - Петербург (2008).

2. Рабинович Б.А. Безпека людини при прискореннях (біомеханічний аналіз). М., 208с. (2007).

3. Stapp J.P., Taylor E.R. Space cabin landing impact vector effects of human physiology.// Aerospace Medicine (1964).

4. Swearinden J.J. et al // Human voluntary tolerance to vertical impact. Aerospace Medicine. Vol. 31 №12, p.989.

5. Severin G.I. Comprehensive approach to the problem of the crew emergency escape from flying vehicles. // Aircraft safety conference. Zhukovsky. Russia (1993).

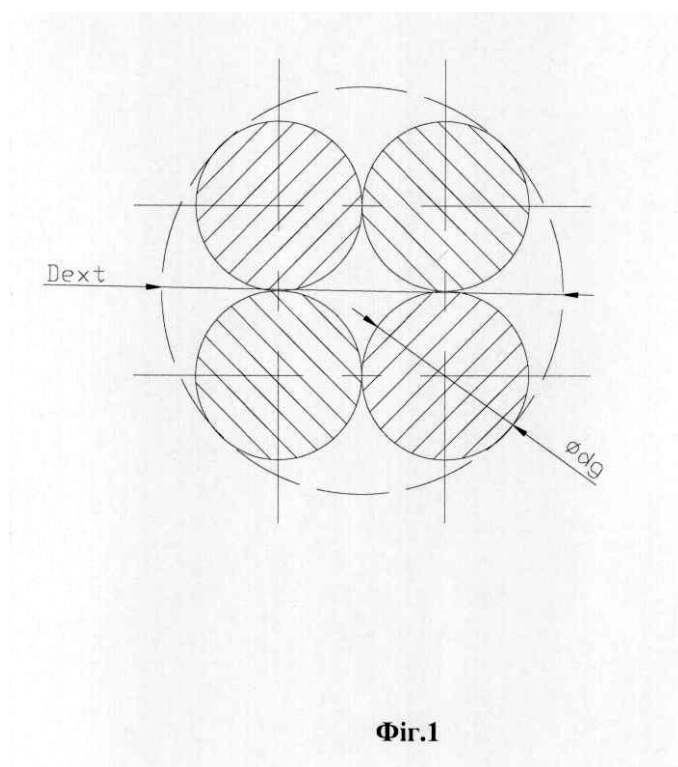
6. Bustamante C, Smith S.B., Liphardt J., Smith D. Single - molecule studies of DNA mechanics (2000) // Current Opinion in Structural Biology. Vol. 10, pp. 279-285.

7. Watson J.D., Crick F.H.C. Molecular structures of nucleic acids: a structure for Deoxyribose Nucleic Acid // Nature, v. 171, pp. 737 - 738 (1953).

8. Vologodskii A. V. Topology and Physics of circular DNA (1992) // CRC Press, Boca Roton, FL.

9. Lu X.-J. and Olson W.K. 3DNA: a software package for analysis, rebuilding and visualization of three-dimensional nucleic acid structure //Nucleic Acids Research, vol.31, №17, pp. 5108-5121 (2003).

10. Goncharenko V.V., Goncharenko M.V., Malkin A.Ya. Non - linear elasticity of spiral springs // Intern. J. of Applied Mechanics and Engineering. Vol. 13, №2 pp. 373-381 (2008).



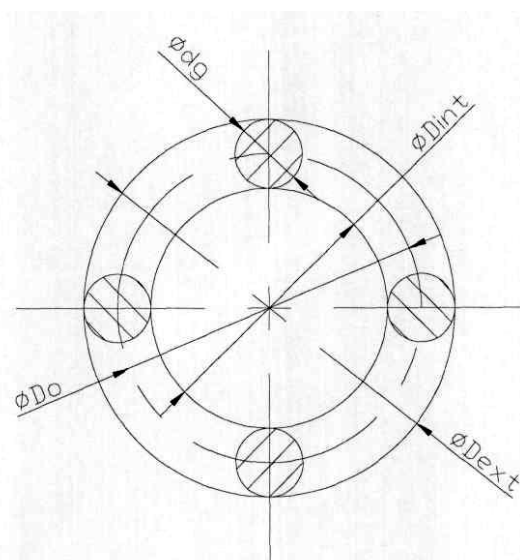


Fig. 2

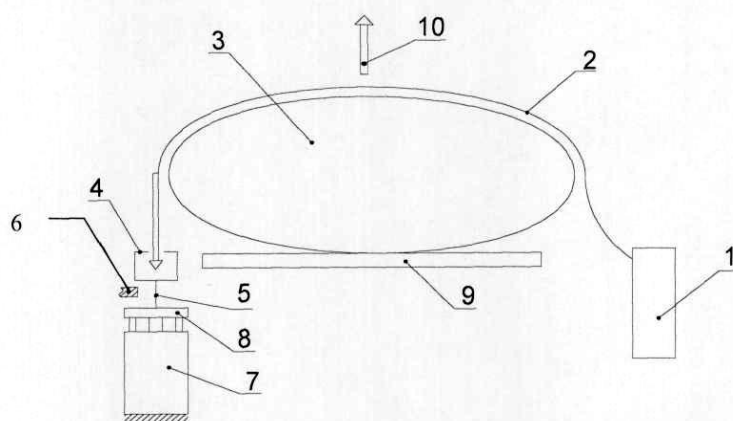


Fig. 3