



УКРАЇНА

(19) UA (11) 32745 (13) U
(51) МПК (2006)
B06B 1/10МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬвидається під
відповідальність
власника
патенту

(54) КЕРОВАНІЙ ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОЗБУДЖУВАЧ

1

2

(21) u200801042

(22) 29.01.2008

(24) 26.05.2008

(46) 26.05.2008, Бюл. № 10, 2008 р.

(72) СЕРДЮК ЛЕОНІД ІВАНОВИЧ, UA, ПІСКОВИЙ
СЕРПІЙ СЕРГІЙОВИЧ, UA(73) ПОЛТАВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА, UA(57) Керований дебалансний віброзбуджувач, що
складається з корпусу, розміщеного в ньому

механізму керування та дебалансного вала з
гвинтовими канавками, на якому закріплено один
нерухомий дебаланс та два рухомих дебаланси,
з'єднані з валом кульовими шпонками, статичний
момент кожного рухомого дорівнює половині
статичного моменту нерухомого дебаланса, який
відрізняється тим, що кульові шпонки, які
з'єднують рухомі дебаланси з валом, розміщені в
площині, що проходить через вісь вала і
перпендикулярна до осі симетрії дебаланса.

Корисна модель належить до вібраційної
техніки, а саме до дебалансних збуджувачів
коливань технологічних вібраційних машин
різноманітного призначення.

Відомий віброзбуджувач, у якого на
дебалансному валі нерухомо до останнього
закріплено один дебаланс (нерухомий), а інший
може за допомогою механізму керування
переміщуватися вздовж вала і одночасно
повертатися відносно нерухомого на певний кут
[1]. Дебалансний вал виконаний порожнистим, на
ньому прорізані наскрізні пази, через які проходять
пальці штока, що з'єднує рухомі дебаланси з
валом.

Недоліком такого технічного вирішення є
суттєве зменшення міцності і жорсткості
дебалансного вала. Цей недолік усунуто тим, що
дебалансний вал виконується суцільним, на ньому
утворюють гвинтові канавки, по яких
перекочуються кульові шпонки, що з'єднують
рухомі дебаланси з валом [2].

Але дві кульові шпонки, що з'єднують рухомий
дебаланс із валом розташовані в площині, що
проходить по осі симетрії рухомого дебаланса.

Недоліком цього технічного вирішення є те, що
поперечний переріз дебалансного вала
послаблюється двома напівкруговими вирізами в
найвіддаленіших від нейтральної осі вала місцях
перерізу зв'язку з останнім для забезпечення
жорсткості і міцності необхідно збільшувати
діаметр вала, що призводить до збільшення
габаритів механізму керування і всього
віброзбуджувача. Корисної моделі поставлено задачу
підвищити міцність на згин дебалансного вала,
для чого вдосконалити конструкцію керованого

дебалансного віброзбуджувача за рахунок того,
що запропонований керований дебалансний
віброзбуджувач, який складається з корпусу,
розміщеного в ньому механізму керування та
дебалансного вала з гвинтовими канавками, на
якому закріплено один нерухомий дебаланс та два
рухомих дебаланси, з'єднані з валом кульовими
шпонками, статичний момент кожного рухомого
дебаланса дорівнює половині статичного моменту
нерухомого, причому кульові шпонки, що
з'єднують дебаланси з валом, розміщені в
площині, що проходить через вісь вала
перпендикулярно до осі симетрії дебалансів.

Розташування кульових шпонок в площині,
перпендикулярній до осі симетрії дебалансів
призводить до того, що поперечний переріз
дебалансного вала має ослаблення у вигляді
напівкругових вирізів в найневразливішій зоні - на
нейтральній осі вала, що працює на згин під дією
відцентрових сил інерції дебалансів.

На Фіг.3 зображено рухомий дебаланс,
з'єднаний з дебалансним валом кульовими
шпонками, розміщеними на осі симетрії
дебаланса. На Фіг.4 зображено рухомий дебаланс,
з'єднаний з валом кульовими шпонками, які
розміщені в площині, що проходить через вісь
вала перпендикулярно осі симетрії дебаланса. На
Фіг.5 зображено поперечний переріз дебалансного
вала з ослабленням у вигляді напівкруга в нижній і
верхній зонах найвіддаленіших від нейтральної осі
при згині. На Фіг.6 зображено поперечний переріз
дебалансного вала з ослабленням у вигляді
напівкруга, розташованими на нейтральній осі. На
Фіг.7 зображено розрахункову схему дебалансного
вала на згин від дії відцентрових сил інерції

(13) U

(11) 32745

(19) UA

рухомих дебалансів. На Фіг.1 зображено загальний вид віброзбуджувача. На Фіг.2 зображено кінематичну схему віброзбуджувача, що ілюструє генеровані відцентрові сили інерції дебалансів.

Керований віброзбуджувач складається з корпусу 1, в якому розміщується дебалансний вал 2 з одним нерухомим дебалансом 3 та двома рухомими дебалансами 4, що розміщені з двох сторін від нерухомого і кожен з них має статичний момент маси в два рази менший, ніж у нерухомого дебаланса 3. Рухомі дебаланси 4 зв'язані з дебалансним валом 2 за рахунок гвинтових канавок 5 та кульових шпонок 6. Через підшипники 7 рухомі дебаланси з'єднані з вилками 8, які через різьбові втулки 9 взаємодіють з ходовим гвинтом 10, на одній ділянці якого розміщена права, а на іншій - ліва різь. Разом із мотор-редуктором 11 ходовий гвинт 10, різьбові втулки 9 та вилка 8 складають механізм керування рухомими дебалансами. Керований віброзбуджувач таким чином.

Під час пуску приводного двигуна рухомі дебаланси 4 займають положення діаметрально протилежне положенню нерухомого дебаланса 3. Кут $\theta=0^\circ$. Після того, як приводний двигун вийде у сталий режим, відбувається керування рухомими дебалансами. Мотор-редуктор 11 обертає ходовий гвинт 10 і переміщує різьбові втулки 9 разом із вилками 8 у протилежні сторони від нерухомого дебаланса 3. Вилки 8 взаємодіють через підшипники 7, які закріплені на маточинах рухомих дебалансів 4, і переміщують рухомі дебаланси в протилежних напрямках вздовж вала 2. Кульові шпонки 6 перекочуються по гвинтових канавках 5 і примушують рухомі дебаланси 4 повертатися на кут θ відносно нерухомого дебаланса 3.

Відомо, що головний вектор сил інерції такого віброзбуджувача визначається за

формулою $\Phi_0 = 2m \cdot e \cdot \omega^2 \sin \frac{\theta}{2}$, де m - маса

рухомого дебаланса, e - ексцентриситет, h - крок гвинтової канавки на дебалансному валі, ω - кутова швидкість обертання дебалансного вала.

Кожний рухомий дебаланс генерує відцентрову силу інерції F , що дорівнює

$F = \frac{1}{2} m e \omega^2 \sin \frac{\theta}{2}$. Ці сили діють на дебалансний

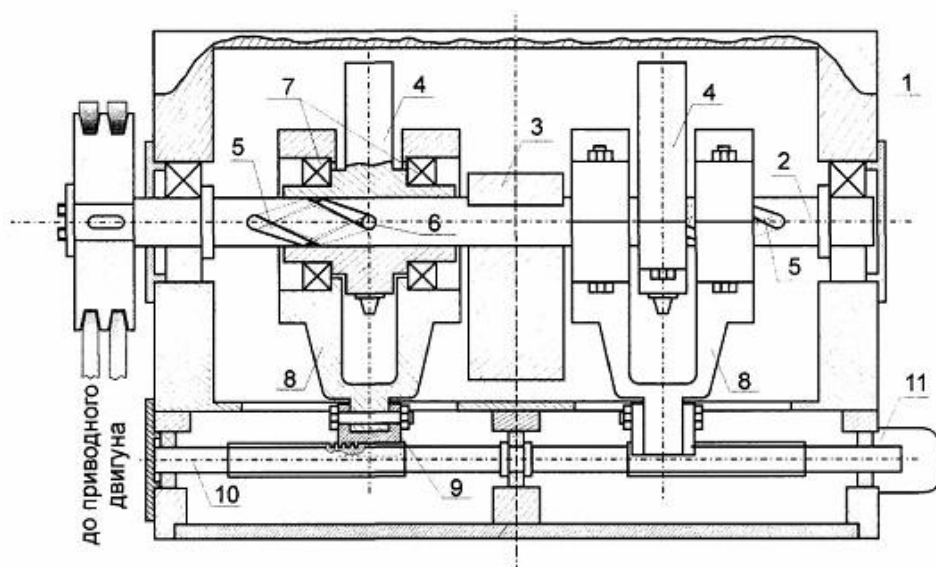
вал і викликають його згин (Фіг.7). Згинальний момент від сили F , розташованої на відстані a від підшипника вала, визначається $M=F \cdot a$, а величина напруги в крайніх віддалених від нейтральної осі волоках поперечного перерізу вала дорівнює

$\sigma = \frac{M}{W}$, де W - момент опору перерізу відносно

нейтральної осі. Як видно з Фіг.5, ослаблення вала гвинтовими канавками при розміщенні кульових шпонок в площині, що проходить по осі симетрії дебаланса, призводить до суттєвого зменшення моменту опору W і до зменшення міцності вала на згин. Розміщення шпонок як пропонується в даному вирішенні (Фіг.4) призводить до ослаблення вала на нейтральній осі (Фіг.6), що майже не впливає на величину моменту опору і забезпечує більшу міцність дебалансного вала.

Використані джерела:

1. А.С. 1281312, СССР, кл. В06В 1/16, Б.И. №1, - 1987.
2. А.С. 1484634, СССР, кл. В24В 31/06, Б.И. №21, - 1989.



Фіг. 1

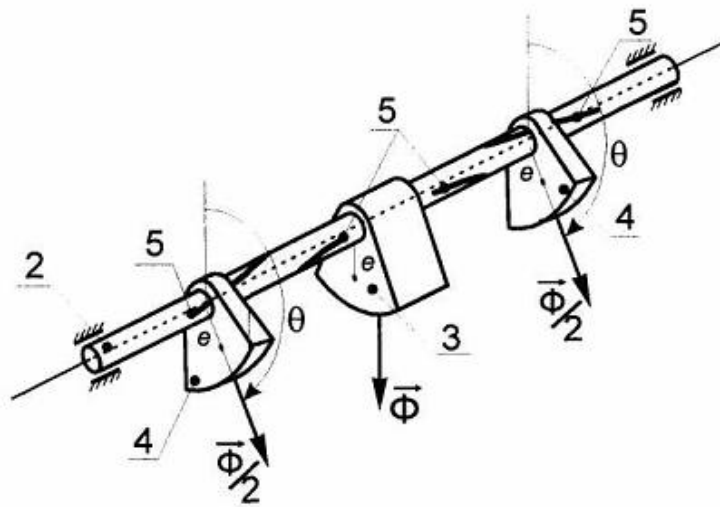


Fig. 2

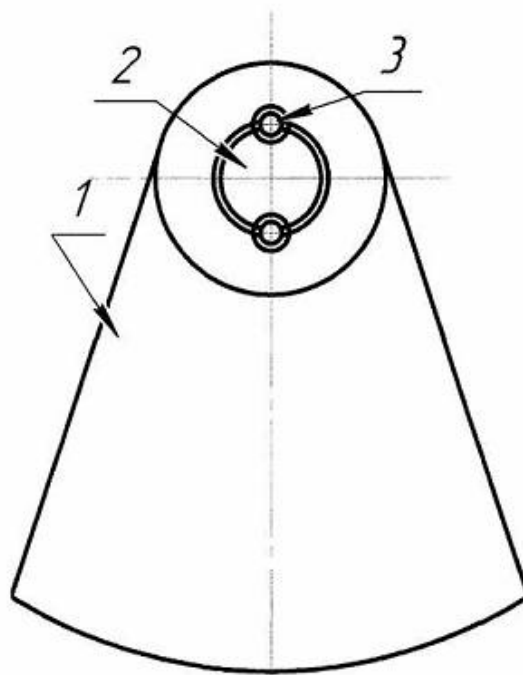


Fig. 3

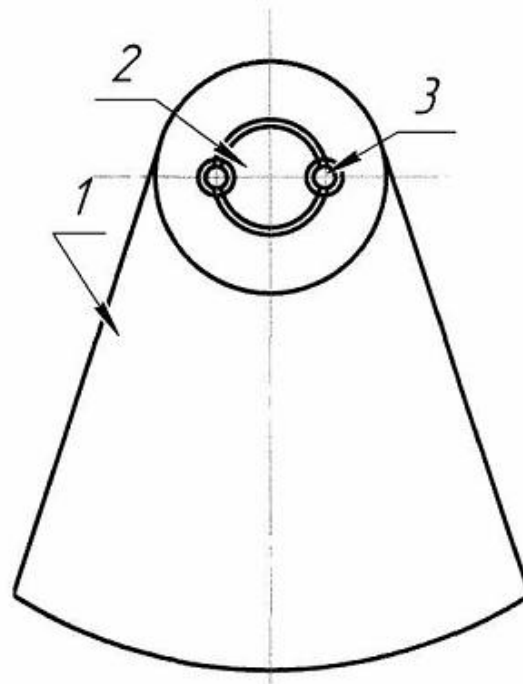


Fig. 4

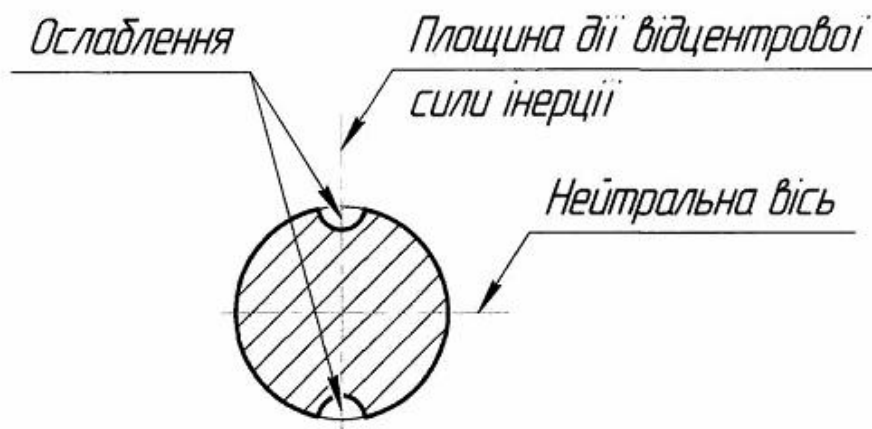
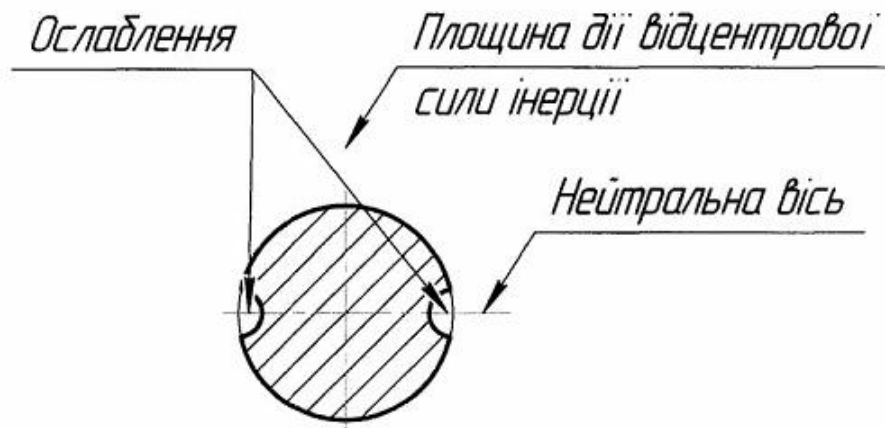
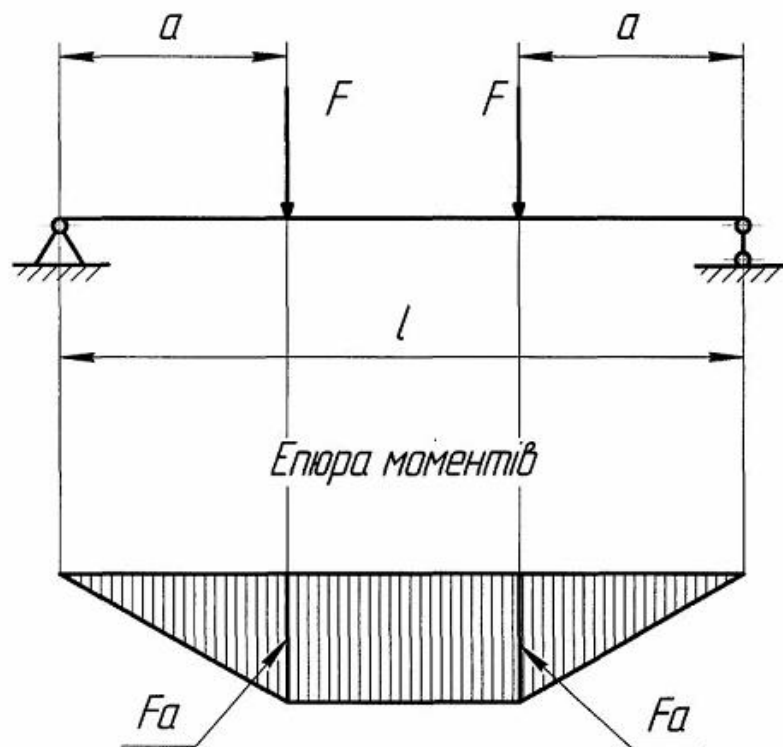


Fig. 5



Фіг. 6



Фіг. 7

$$M_{32}^{max} = \Phi \cdot a$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{32}^{max}}{W}$$

W_1 - ослаблення в аналозі,

W_2 - ослаблення в пристрої

