



МІНІСТЕРСТВО  
ЕКОНОМІЧНОГО  
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **117630** (13) **C2**  
(51) МПК  
**B06B 1/16** (2006.01)

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

<p>(21) Номер заявки: <b>а 2017 00984</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>03.02.2017</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: <b>27.08.2018</b></p> <p>(41) Публікація відомостей про заявку: <b>10.08.2018, Бюл.№ 15</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>27.08.2018, Бюл.№ 16</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Чубик Роман Васильович (UA), Ярошенко Леонід Вікторович (UA), Зрайло Назар Михайлович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008 (UA)</b></p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: SU 1442271 A1, 07.12.1988 UA 113133 C2, 12.12.2016 UA 112137 C2, 25.07.2016 UA 107870 C2, 25.02.2015 UA 108179 C2, 25.03.2015 UA 111436 C2, 25.04.2016 UA 104108 C2, 25.12.2013 UA 84565 U, 25.10.2013 UA 88546 C2, 26.10.2009 UA 40341 A, 16.07.2001 UA 1210 U, 15.04.2002 SU 1454515 A2, 30.01.1989 SU 1599480 A1, 15.10.1990 SU 1696272 A1, 07.12.1991 WO 89/07988 A1, 08.09.1989 GB 2113348 A, 03.08.1983 EP 0945187 A2, 29.09.1999 US 3859759 A, 14.01.1975 US 2014/0161529 A1, 12.01.2014</p>
---	--

## (54) КЕРОВАННИЙ СИМЕТРИЧНИЙ ДЕБАЛАНСНИЙ ВІБРОПРИВОД НАПРЯМЛЕНОЇ ДІЇ

### (57) Реферат:

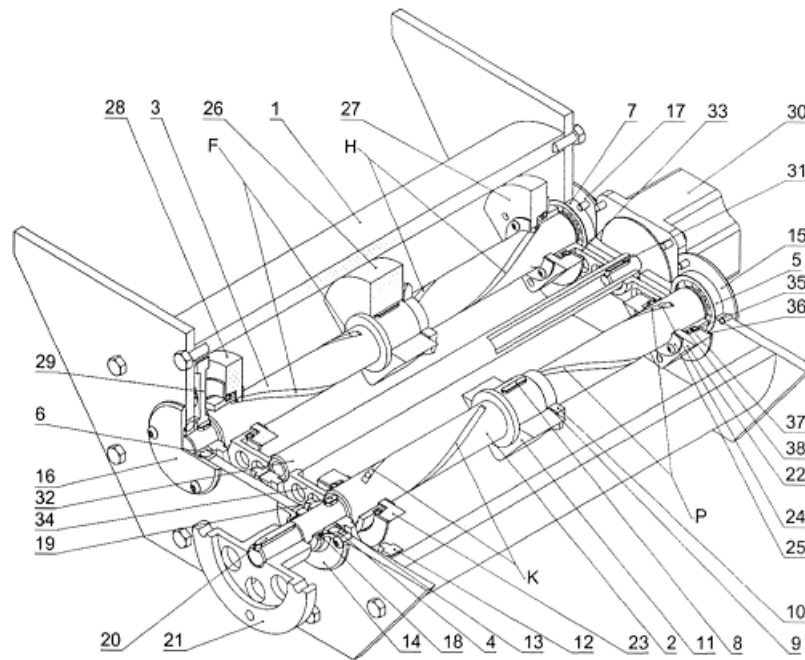
Винахід належить до вібраційної техніки і може бути використаний як збуджувач коливань (вібраційного приводу) технологічних машин, що знайшли застосування в таких галузях як машинобудування та приладобудування, а також в гірничо-переробній, харчовій, хімічній промисловостях та сільськогосподарському виробництві.

Керований симетричний дебалансний вібропривод напрямленої дії, що містить корпус зі встановленим у ньому на підшипниках приводним валом з гвинтовими пазами та розміщеними на валу двома рухомими дебалансами і одним нерухомим, статичний момент якого удвічі більший від статичного моменту рухомих дебалансів, що розташовані по обидва боки від нерухомого дебалансу та механізм управління рухомими дебалансами, що складається з кульових шпонок, які розміщені в гвинтових пазах і взаємодіють з рухомими дебалансами, і ходового гвинта різьба на якому розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку, у якому згідно з винаходом, вібропривод містить два приводних вали з розміщеними на них нерухомим і рухомими дебалансами на кожному та механізмами регулювання положення рухомих дебалансів, причому приводні вали встановлені у спільному корпусі паралельно і зв'язані між собою через встановлені на них зубчаті колеса з однаковою кількістю

UA 117630 C2

зубців, а ходовий гвинт жорстко закріплений на валу крокового двигуна та зв'язаний із двома парами рухомих дебалансів через підшипники та гвинтові втулки із внутрішньою різьбою, що встановлені на різьбових поверхнях ходового гвинта.

Застосування двох приводних валів з регульованими дебалансами, які обертаються назустріч один одному і синхронності переміщення пар рухомих дебалансів, забезпечує генерування напрямленої збуджуючої сили для збудження лінійних коливань робочих органів вібротрищини та дозволяє (шляхом подачі заданої кількості імпульсів на серводвигун) одночасно і роздільно керувати двома параметрами цих коливань - амплітудою і частотою у широких межах.



Фіг. 1

Винахід належить до вібраційної техніки і може бути використаний як збуджувач коливань адаптивних вібраційних технологічних машин у таких галузях як машинобудування і приладобудування, а також в гірничо-переробній, харчовій, хімічній промисловостях та сільськогосподарському виробництві.

5 Відомий керований збуджувач гвинтових коливань (А.с. № 1442271 А1 (СССР), 4В06В 1/16. Керований збуджувач гвинтових коливань. Сердюк Л.И. - № 4188501/24-28; опубл. 07.12.1988. Бюл. № 45), що містить корпус, встановлений в ньому на підшипниках вал з гвинтовими пазами та розміщеними на валу двома рухомими дебалансами і одним нерухомим, статичний момент якого удвічі більший від статичного моменту нерухомих дебалансів, які розташовані по обидва 10 боки від нерухомого дебалансу та механізм управління рухомими дебалансами, що складається з кульових шпонок, які розміщені в гвинтових пазах і взаємодіють з рухомими дебалансами, стійок і ходового гвинта, причому різьба на ходовому гвинті розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку, а довжина гвинтового паза кратна кроку різьби.

15 Недоліком даного керованого збуджувача гвинтових коливань є те, що його конструкція не дозволяє автоматично регулювати амплітуду коливань вібраційних технологічних машин під час їх роботи а також те, що він генерує обертову відцентрову силу під дією якої робочі органи вібромашин, на яких він встановлений, здійснюють кругові а не лінійні коливання, що не дозволяє застосовувати віброзбуджувач для оперативного керування параметрами вібрації 20 вібромашин, які у процесі роботи використовують явище вібротранспортування.

В основу винаходу поставлено задачу у віброприводі шляхом застосування двох приводних валів з регульованими дебалансами, які обертаються назустріч один одному, і синхронності переміщення рухомих дебалансів забезпечити генерування напрямленої збуджуючої сили для збудження лінійних (направлених вздовж однієї лінії) коливань робочих органів вібромашин та 25 автоматичне регулювання амплітуди коливань вібраційних технологічних машин під час їх роботи.

Поставлена задача досягається тим, що у керованому симетричному дебалансному віброприводі напрямленої дії, що містить корпус зі встановленим у ньому на підшипниках 30 приводним валом з гвинтовими пазами та розміщеними на валу двома рухомими дебалансами і одним нерухомим, статичний момент якого у двічі більший від статичного моменту рухомих дебалансів, що розташовані по обидва боки від нерухомого дебалансу та механізм управління рухомими дебалансами, що складається з кульових шпонок, які розміщені в гвинтових пазах і взаємодіють з рухомими дебалансами і ходового гвинта різьба на якому розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку, згідно з винаходом, вібропривід містить два 35 приводних вали з розміщеними на них нерухомим і рухомими дебалансами на кожному та механізмами регулювання положення рухомих дебалансів, причому приводні вали встановлені у спільному корпусі паралельно і зв'язані між собою через встановлені на них зубчаті колеса з однаковою кількістю зубців, а ходовий гвинт жорстко закріплений на валу крокового двигуна та зв'язаний із двома парами рухомих дебалансів через підшипники та гвинтові втулки із 40 внутрішньою різьбою, що встановлені на різьбових поверхнях ходового гвинта.

Запропонована конструкція керованого віброзбуджувача дозволяє дистанційно керувати амплітудою лінійних коливань робочих органів у різних вібромашинах шляхом подачі заданої кількості імпульсів на серводвигун для забезпечення певного кута повороту валу серводвигуна і синхронного переміщення рухомих дебалансів та генерує лінійну збуджуючу силу, під дією якої 45 робочі органи вібромашин, на яких він встановлений, здійснюють лінійні коливання, що дозволяє застосовувати віброзбуджувач для оперативного керування параметрами вібрації вібромашин, які у процесі роботи використовують явище вібротранспортування.

На фіг. 1 зображено загальний вигляд керованого симетричного дебалансного віброприводу напрямленої дії у розрізі, на фіг. 2, 3, 4 - схеми утворення напрямленої збуджуючої сили, для 50 генерування плоских коливань робочих органів вібромашин, а на фіг. 5 - схема утворення сумарної напрямленої збуджуючої сили.

Керований симетричний дебалансний вібропривід напрямленої дії для адаптивних вібраційних технологічних машин складається із корпусу 1, в якому на чотирьох підшипниках 4, 5, 6, 7 встановлено два приводні вали ведучий 2 та ведений вал 3. Підшипники 4, 5, 6, 7 змонтовані у корпусі 1, і фіксуються відповідними кришками 14, 15, 16, 17), що гвинтами кріпляться до корпусу 1. Кришка підшипника 14 має круглий отвір із сальником 18, через який хвостовик ведучого приводного валу 2 виходить назовні корпусу 1. Ведучий приводний вал 2 через муфту 21, яка фіксується шпонкою 20, з'єднується із приводним електродвигуном (на 55 фіг. 1 не показаний).

На ведучому приводному валу 2 за допомогою шпонки 8 штопорної шайби 9 та гайки 10 жорстко закріплений нерухомий дебаланс 11. За допомогою шпонки 19 на ведучому приводному валу 2 фіксується зубчасте колесо 12. Між підшипником 4 та зубчастим колесом 12 стоїть шайба 13.

5 Ведучий приводний вал 2 по обидва боки від нерухомого дебалансу 11 має дві пари зустрічно направлених гвинтових пазів К і Р, що в перерізі мають форму півкруга. На ведучому приводному валу 2, по обидва боки від нерухомого дебалансу 11, розміщуються два рухомих дебаланси 22, 23, які можуть переміщатися вздовж та навколо осі ведучого приводного валу 2.

10 Обертний момент від ведучого приводного валу 2 до рухомого дебалансу 22 передається через дві кулькові шпонки 24, що одночасно розміщені у двох пазах під шпонку рухомого дебалансу 22 та у двох гвинтових пазах Р ведучого приводного валу 2. До рухомого дебалансу 22 гвинтами кріпиться втулка 25, що запобігає вильоту кулькових шпонок 24 з рухомого дебалансу 22. До рухомого дебалансу 23, обертний момент від ведучого приводного валу 2, передається так само, як і до рухомого дебалансу 22.

15 Ведений приводний вал 3, розміщений паралельно до ведучого приводного валу. Він є коротшим, оскільки не має хвостовика. На ньому містяться: нерухомий дебаланс 26, два рухоми дебаланси 27 та 28, зубчасте колесо 29. Всі ці деталі фіксуються на веденому приводному валу 3 так само, як і відповідні їм деталі ведучого приводного валу 2. Дві пари гвинтових пазів F і H, веденого приводного валу 3, є аналогічно направлені до відповідних їм спіральних канавок К і Р, ведучого приводного валу 2. Зубчасті колеса 12 та 29 мають однакову кількість зубців і знаходиться у зачепленні.

Кроковий двигун 30 гвинтами кріпиться до корпусу 1. На валу крокового двигуна 30 за допомогою шпонки 31 посаджений з натягом ходовий гвинт 32, різьба на якому розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку.

25 Для забезпечення переміщення рухомих дебалансів 22, 27 та 23, 28 вздовж осей приводних валів 2 і 3 використовуються гвинтові втулки 33 та 34, що на внутрішніх циліндричних поверхнях центральних отворів мають різьбу, як на відповідній зовнішній різьбовій поверхні ходового гвинта 32.

30 Рухомий дебаланс 22 кріпиться до гвинтової втулки 33 за допомогою вузла кінематичної розв'язки. Вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомому дебалансу 22 вільно обертатись відносно гвинтової втулки 33. Складається він з підшипника 35, шайби 36, яка кріпиться болтами до рухомого дебалансу 22 і фіксує в ньому зовнішнє кільце підшипника 35, стопорної шайби з внутрішнім зубом 37 та гайки 38, які фіксують внутрішнє кільце підшипника 35 на гвинтовій втулці 33. Гвинтова втулка 33 із ведучим приводним валом 2 утворюють циліндричну напрямну для прямолінійного руху рухомого дебалансу 22 вздовж осі ведучого приводного валу 2.

Рухомі дебаланси 23, 27 та 28 за допомогою аналогічних вузлів кінематичної розв'язки кріпляться до направляючих втулок 33 та 34.

40 Керований симетричний дебалансний вібропривод напрямленої дії для адаптивних вібраційних технологічних машин працює таким чином. Перед запуском керованого симетричного віброзбуджувача рухомі дебаланси 22, 23 та 27, 28 знаходяться в діаметрально протилежних положеннях до нерухомих дебалансів 11 та 26 і кут між променями, що починаються на осях приводних валів та проходять через їхні центри мас, становить  $\beta = 180^\circ$  (див. фіг. 2). Сумарний статичний момент дебалансів відносно центральних осей приводних валів рівний нулю. При включенні приводного електродвигуна, обертний рух передається до ведучого приводного вала 2 через приводну муфту 21, і відповідно через шестерні 12 та 29 до веденого приводного вала 3, і нерухомі та рухомі дебаланси починають обертатись із заданою частотою  $\omega_p$ , яка є технологічно оптимальною для початку реалізації своїх функцій певною вібраційною технологічною машиною. Протягом незначного періоду часу від початку роботи адаптивної вібромашини система керування роботою керованого симетричного віброзбуджувача проводить корегування та остаточне виставлення частоти  $\omega_p$  циклічної вимушуючої сили  $F$  (де:  $F = F_a \sin(\omega_p t)$ ) керованого симетричного віброзбуджувача на її оптимальне із енергетичної точки зору значення. Після коригування частоти обертів  $\omega_p$  приводних валів та забезпечення резонансного режиму роботи коливної механічної системи адаптивної вібраційної технологічної машини починається встановлення заданої оптимальної із технологічної точки зору амплітуди коливань робочого органу (контейнера). Виведення амплітуди  $F_a$  циклічної вимушуючої сили керованого симетричного віброприводу (та керування нею  $F_a \pm \Delta F$ ) реалізується системою керування на основі промислового мікроконтролера через контур системи керування шляхом введення заданої кількості імпульсів для забезпечення 60 певного кута повороту вала крокового двигуна 30. В результаті команди від системи керування

кроковий двигун 30 повертає свій вал на заданий кут  $\alpha$  (значення величини кута повороту  $\alpha$  валу та напрям обмежень не мають, тобто може бути як більшим за  $360^\circ$ , так і меншим за  $360^\circ$ , і визначається лише кількістю імпульсів, полярністю та кутовим кроком самого серводвигуна; ще однією особливістю сервоприводу є те, що він має здатність утримувати заданий кут повороту).

5 Поворот валу крокового двигуна 30 на кут  $\alpha$  через шпонку 31 передається ходовому гвинту 32, що робить поворот відносно центральної осі віброприводу також на кут  $\alpha$ .

Ходовий гвинт 32 своєю зовнішньою поверхнею перебуває у різьбовому з'єднанні із внутрішніми різьбовими поверхнями гвинтових втулок 33 та 34. Поворот ходового гвинта 32 на кут  $\alpha$  зумовить переміщення гвинтових втулок 33, 34 вздовж осі віброприводу. Дане переміщення зумовить рух рухомих дебалансів вздовж основної осі ходового гвинта. Завдяки тому, що вузол кінематичної розв'язки дозволяє рухомих дебалансам вільно обертатись відносно направляючих втулок, вони (рухомі дебаланси) можуть обертатись навколо осей приводних валів та переміщатись вздовж них. Переміщаючись вздовж осей, рухомі дебаланси починають повертатись відносно осей завдяки тому, що відбувається переміщення двох шарикових шпонок, які одночасно перебувають у двох пазах під шпонку та у двох діаметрально протилежно зустрічно напрямлених канавках валів. Гвинтові пази приводних валів 2 і 3 по обидві сторони нерухомих валів зустрічно направлені. В результаті повороту рухомих дебалансів навколо осей змінюється кут  $\beta$  між променями, що починаються на осях приводних валів та проходять через їхні центри мас (див. фіг. 3, 4), при цьому змінюється і сумарний статичний момент дебалансів відносно центральних осей приводних валів, а отже і амплітуда  $F_a$  циклічної вимушуючої сили.

10  
15  
20

Оскільки статичні моменти нерухомих дебалансів 11 і 26 удвічі більші від статичних моментів рухомих дебалансів 22, 27 та 23, 28, які на приводних валах розміщені парами, то відцентрові сили, що виникають при їхньому обертанні відносно осей відповідних приводних валів 2 та 3 будуть однакові за модулем та визначатимуться виразом:

25

$$|\vec{F}_1| = m_n \cdot e \cdot \omega_p = |\vec{F}_2| = (m_{p1} + m_{p2}) \cdot e \cdot \omega_p,$$

де  $m_n$  - маси нерухомих дебалансів 11, 26;  $m_p$  - маси рухомих дебалансів 22, 27 та 23, 28;  $e$  - ексцентриситет цих дебалансів, що являє собою відстань від осей приводних валів до центрів мас відповідних дебалансів.

30 В загальному випадку амплітуда циклічної вимушуючої сили, що генерується на кожному з приводних валів запропонованого керованого віброзбуджувача рівна векторній сумі відцентрових сил  $\vec{F}_C = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$ , або за правилом паралелограма:

$$F_C = 2 \cdot \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta)}.$$

35 Вимушуючі сили  $F_{C1}$  та  $F_{C2}$ , що генеруються на кожному з приводних валів керованого віброзбуджувача, є відцентровими, мають однакову величину і постійно синхронно обертаються навколо осей приводних валів назустріч одна одній. При цьому, в окремі моменти часу, вони можуть збігатись за напрямом, як це показано на фіг. 4, тоді сумарна вимушуюча сила всього віброприводу буде рівною:

$$F_{Cn} = F_{C1} + F_{C2} = 2F_C.$$

40 В інші моменти часу, вони можуть мати зустрічний напрям і взаємно послаблювати одна одну, як це показано на фіг. 2, тоді сумарна вимушуюча сила всього віброприводу буде рівною:

$$F_{Cn} = F_{C1} + F_{C2} = 0.$$

Проміжне положення рухомих дебалансів та схеми дії відцентрових сил, які виникають при їх обертанні приведена на фіг. 3.

45 При обертанні приводних валів 2 і 3 будуть обертатись і встановлені на них дебаланси та відцентрові сили, які ними генеруються. Збігатись за напрямом і взаємно підсилювати одна одну ці сили будуть лише у тому випадку, коли вони будуть направлені перпендикулярно до площини, що проходить через осі приводних валів 2 і 3. Повністю взаємно компенсувати одна одну вони будуть лише у тому випадку, коли вони будуть лежати у площині, що проходить через осі приводних валів 2 і 3. У проміжні між цими моменти часу, складові вимушуючих сил, що виникають на кожному з приводних валів, які направлені перпендикулярно до площини, що проходить через осі приводних валів 2 і 3, будуть додаватись, а складові вимушуючі сили, що виникають на кожному з приводних валів, які паралельні площині, що проходить через осі цих валів, будуть мати зустрічний напрям і взаємно компенсувати одні одних (див. фіг. 5).

50

55 Отже результуюча вимушуюча сила, що генерується віброприводом, не обертається і є (лінійною) направленою вздовж перпендикуляра до площини що проходить через осі приводних

валів. Тому такий привод поставлений на вібромашини збуджуватиме лінійні (направлені) коливання їхніх робочих органів, що за певних умов сприятиме виникненню явища вібротранспортування сипучої оброблюваної продукції.

5 Змінюючи частоту обертів  $\omega_p \pm \Delta\omega$  приводного електродвигуна, що кінематично зв'язаний із муфтою 21 та величину амплітуди циклічних вимушуючих сил (шляхом зміни кута повороту  $\alpha$  вала крокового двигуна 30, а отже - кута між центрами мас рухомих та нерухомих дебалансів  $\beta$  у кожній парі на приводних валах) можна в автоматичному режимі одночасно та роздільно керувати двома параметрами вібрації, амплітудою і частотою лінійних коливань робочих органів вібромашин у широкі межі.

10 Запропоноване конструктивне рішення керованого симетричного дебалансного віброприводу напрямленої дії дозволяє у автоматичному режимі незалежно керувати частотою та амплітудою циклічної вимушуючої сили керованого симетричного дебалансного віброприводу напрямленої дії у адаптивних вібраційних технологічних машинах та генерувати лінійну збуджуючу силу, під дією якої робочі органи вібромашин, на яких він встановлений, здійснюють лінійні коливання, що дозволяє застосовувати віброзбуджувач для оперативного керування параметрами вібрації вібромашин, які у процесі роботи використовують явище вібротранспортування сипучої сировини.

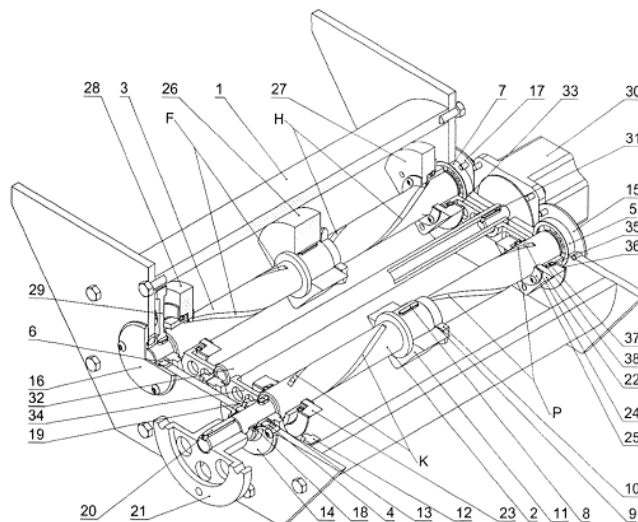
#### ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

20

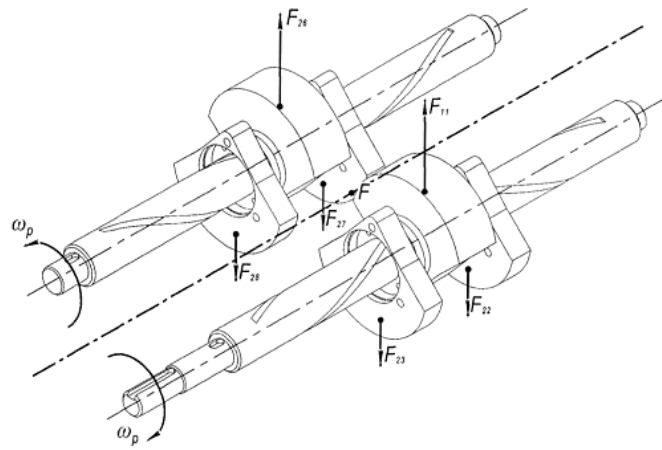
Керований симетричний дебалансний вібропривод напрямленої дії, що містить корпус зі встановленим у ньому на підшипниках приводним валом з гвинтовими пазами та розміщеними на валу двома рухомими дебалансами і одним нерухомих, статичний момент якого удвічі більший від статичного моменту рухомих дебалансів, що розташовані по обидва боки від нерухомого дебалансу та механізм управління рухомими дебалансами, що складається з кульових шпонок, які розміщені в гвинтових пазах і взаємодіють з рухомими дебалансами, і ходового гвинта, різьба на якому розділена на дві ділянки однакового кроку і протилежного напрямку, який **відрізняється** тим, що вібропривод містить два приводних вали з розміщеними на них нерухомих і рухомими дебалансами на кожному та механізми регулювання положення рухомих дебалансів, причому приводні вали встановлені паралельно у спільному корпусі і зв'язані між собою через встановлені на них зубчаті колеса з однаковою кількістю зубців, а ходовий гвинт жорстко закріплений на валу крокового двигуна та зв'язаний із двома парами рухомих дебалансів через підшипники та гвинтові втулки із внутрішньою різьбою, що встановлені на різьбових поверхнях ходового гвинта.

25

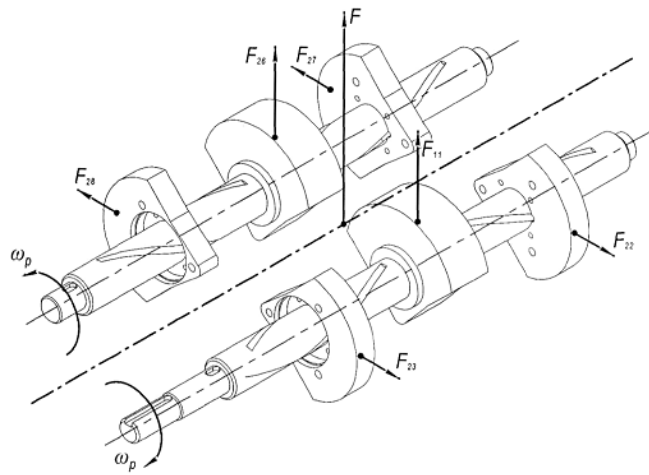
30



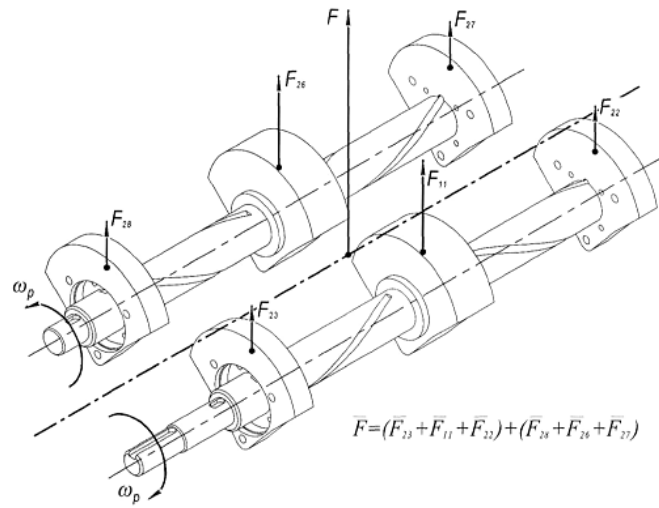
Фіг. 1



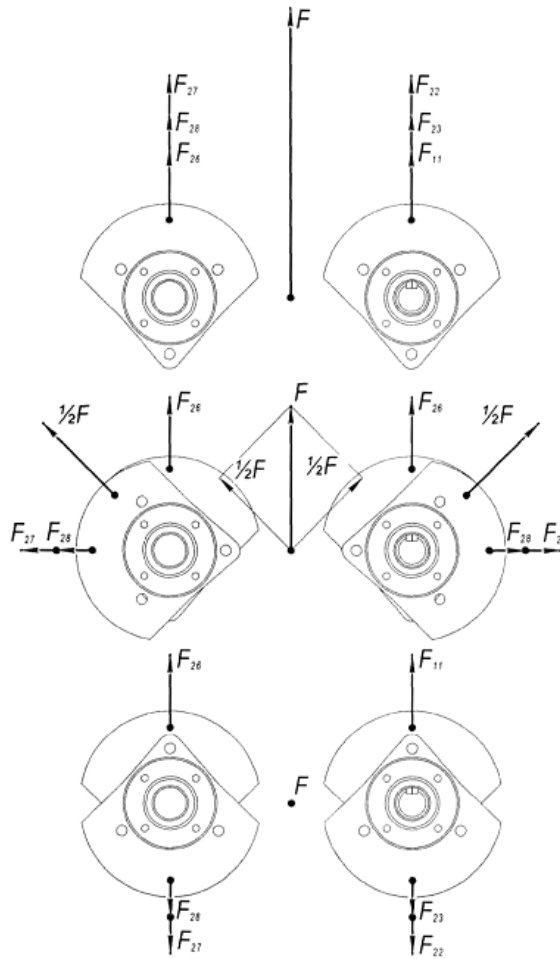
Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4



Фиг. 5



---

Комп'ютерна верстка Л. Бурлак

---

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

---

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601