



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **25771** (13) **U**  
(51) **МПК (2006)**  
**G01H 1/00**  
**B06B 1/02**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ

# ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під  
відповідальність  
власника  
патенту

**(54) СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРИМАСОВОЇ МЕХАНІЧНОЇ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ**

1

2

(21) u200702543

(22) 12.03.2007

(24) 27.08.2007

(46) 27.08.2007, Бюл. № 13, 2007 р.

(72) Ланець Олексій Степанович

(73) НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"

(57) Спосіб визначення параметрів тримасової механічної коливної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом, згідно з яким за фіксованих двох коливальних мас вимірюють значення їх інерційних параметрів  $\Omega$ , а саме значення моменту інерції відносно власної центральної осі симетрії для крутильних коливань, або значення маси для прямолінійних коливань, встановлюють згідно з аналітичною залежністю значення інерційного параметра  $\Omega$  третьої коливної маси та визначають згідно з аналітичною залежністю значення жорсткості  $c_1$  на кручення при крутильних коливаннях або згин, чи стиск при прямолінійних коливаннях для пружної системи, що з'єднує активну та проміжну коливальні маси, який **відрізняється** тим, що за фіксованих проміжної та реактивної коливальних мас з інерційними параметрами відповідно  $\Omega_n$  та  $\Omega_p$ , значення інерційного параметра  $\Omega_a$  активної коливної маси визначають за наступним виразом:

$$\Omega_a = \frac{\Omega_n(1-z^2)(\Omega_n + \Omega_p)}{z^2(\Omega_n + \Omega_p) - \Omega_n},$$

де  $z$  - резонансне налагодження тримасової механічної коливної системи, або за фіксованих активної та реактивної коливальних мас значення

інерційного параметра  $\Omega_n$  проміжної коливної маси визначають згідно з виразом:

$$\Omega_n = \frac{1}{-2(1-z^2)} = \frac{1}{-2(1-z^2)} \times \left[ \frac{(1-z^2)(\Omega_a + \Omega_p) - \sqrt{z^4(\Omega_a + \Omega_p)^2 - 2z^2(\Omega_a^2 + \Omega_p^2) + (\Omega_a + \Omega_p)^2}}{1-z^2} \right],$$

або за фіксованих активної та проміжної коливальних мас значення інерційного параметра  $\Omega_p$  реактивної коливної маси визначають за наступним виразом:

$$\Omega_p = \frac{\Omega_n(1-z^2)(\Omega_a + \Omega_n)}{z^2(\Omega_n + \Omega_p) - \Omega_n},$$

значення жорсткості  $c_1$  визначають згідно з виразом:

$$c_1 = \frac{J_a J_n}{J_a + J_n} \left( \frac{\omega}{z} \right)^2,$$

де  $\omega$  - колова частота вимушених гармонійних коливань збурюючого крутного момента для крутильних коливань або сили для прямолінійних коливань, що виникає завдяки електромагнітним віброзбудникам і прикладається між проміжною та реактивною коливальними масами, а значення жорсткості  $c_2$  на кручення при крутильних коливаннях або згин, чи стиск при прямолінійних коливаннях для пружної системи, що з'єднує проміжну та реактивну коливальні маси, приймають як  $c_2=0$ .

Корисна модель відноситься до області машинобудування - вібраційних машин і встановлює спосіб визначення параметрів тримасової механічної коливної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом, що може бути використаний для машин даного типу будь-якого призначення.

Відомий спосіб визначення параметрів тримасової механічної коливної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом, згідно якого за фіксованих двох коливальних мас вимірюють значення їх інерційних параметрів  $\Omega$ , а саме значення моменту інерції відносно власної центральної осі симетрії для крутильних коливань, або значення маси для прямолінійних коливань,

(13) **U**  
(11) **25771**  
(19) **UA**

встановлюють згідно аналітичної залежності значення інерційного параметру  $\Omega$  третьої коливальної маси та визначають згідно аналітичної залежності значення жорсткості  $c_1$  на кручення при крутильних коливаннях, або згин, чи стиск при прямолінійних коливаннях для пружної системи, що з'єднує активну та проміжну коливальні маси [Заявка на видачу патенту України №u200511812 від 12.12.2005. МПК G01H1/00:B06B1/02, "Спосіб визначення параметрів тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом" О. С. Ланець. Рішення про видачу 14.12.2006].

Однак, такий спосіб визначення параметрів тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом є відносно складний, оскільки передбачає обов'язкову наявність в конструкції двох резонансних пружних систем, що з'єднують попарно активну та проміжну, проміжну та реактивну коливальні маси. Крім того цей спосіб обумовлює точне узгодження жорсткостей двох резонансних пружних систем та інерційних параметрів коливальних мас. За цих умов проектування тримасових механічних коливальних систем з елементами синфазного руху коливальних мас з використанням даного способу є ускладненим, як і саме виготовлення таких конструкцій та їх налагодження.

В основу корисної моделі поставлена задача створення такого способу визначення параметрів тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом, який би передбачав відсутність в конструкції однієї з резонансних пружних систем, що дозволило б спростити сам спосіб визначення параметрів. Поряд з тим необхідно, щоб залишалися дотриманими усі принципи синфазного руху коливальних мас, а саме синфазний рух проміжної і реактивної коливальних мас, що рухаються в протифазі до активної маси. Це позбавляє впливу амплітуд коливальних мас на величину повітряного проміжку

в електромагнітному віброзбуднику, який залишатиметься мінімально можливим і постійним, що суттєво знижує споживання електроенергії. Такий спосіб визначення параметрів повинен забезпечувати простий та швидкий розрахунок тримасових механічних коливальних систем з синфазним рухом коливальних мас і, як наслідок, саме виготовлення таких конструкцій та їх налагодження повинно буде значно дешевшим.

Поставлена задача вирішується тим, що спосіб визначення параметрів тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом, згідно якого за фіксованих двох коливальних мас вимірюють значення їх інерційних параметрів  $\Omega$ , а саме значення моменту інерції відносно власної центральної осі симетрії для крутильних коливань, або значення маси для прямолінійних коливань, встановлюють згідно аналітичної залежності значення інерційного параметру  $\Omega$  третьої коливальної маси та визначають згідно аналітичної залежності значення жорсткості  $c_1$  на кручення при крутильних коливаннях, або згин, чи стиск при прямолінійних коливаннях для пружної системи, що з'єднує активну та проміжну коливальні маси, згідно корисної моделі за фіксованих проміжної та реактивної коливальних мас з інерційними параметрами відповідно  $\Omega_n$  та  $\Omega_p$ , значення інерційного параметру  $\Omega_a$  активної коливальної маси визначають за наступним виразом:

$$\Omega_a = \frac{\Omega_n(1-z^2)(\Omega_n + \Omega_p)}{z^2(\Omega_n + \Omega_p) - \Omega_n},$$

де  $z$  - резонансне налагодження двомасової механічної коливальної системи, або за фіксованих активної та реактивної коливальних мас значення інерційного параметру  $\Omega_n$  проміжної коливальної маси визначають згідно виразу:

$$\Omega_n = \frac{1}{-2(1-z^2)} \left[ (1-z^2)(\Omega_a + \Omega_p) - \sqrt{z^4(\Omega_a + \Omega_p)^2 - 2z^2(\Omega_a^2 + \Omega_p^2) + (\Omega_a + \Omega_p)^2} \right]$$

або за фіксованих активної та проміжної коливальних мас значення інерційного параметру  $\Omega_p$  реактивної коливальної маси визначають за наступним виразом:

$$\Omega_p = \frac{\Omega_n(1-z^2)(\Omega_a + \Omega_n)}{z^2(\Omega_n + \Omega_p) - \Omega_n},$$

значення жорсткості  $C_1$ , визначають згідно виразу:

$$c_1 = \frac{\Omega_a \Omega_n}{\Omega_a + \Omega_n} \left( \frac{\omega}{z} \right)^2,$$

де  $\omega$  - колова частота вимушених гармонійних коливань збурюючого крутного момента для крутильних коливань, або сили для прямолінійних коливань, що виникає завдяки електромагнітним віброзбудникам і прикладається між проміжною та реактивною коливальними масами, а значення

жорсткості  $c_2$  на кручення при крутильних коливаннях або згин, чи стиск при прямолінійних коливаннях для пружної системи, що з'єднує проміжну та реактивну коливальні маси, приймають як  $c_2=0$ .

Використання запропонованого способу значно спрощує спосіб визначення параметрів тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом за рахунок застосування ефекту «нульової жорсткості» в конструкціях з синфазним рухом мас, за якого одна з резонансних пружних систем, а саме та, що пружно зв'язує реактивну коливальну масу з проміжною, відсутня. Крім того, здійснення запропонованого способу значно спрощує розрахунок параметрів тримасової механічної коливальної системи, роблячи його швидким та простим і, як наслідок, суттєво здешевлює саме виготовлення таких конструкцій та їх налагодження.

На Фіг. зображено динамічну схему тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом в якій реалізовані крутильні колювання, де 1, 2, 3 - відповідно активна, проміжна та реактивна коливні маси з моментами інерції відносно власних осей симетрії  $J_a$ ,  $J_n$  та  $J_p$ ; 4, 5 - пружні системи відповідно з жорсткостями на кручення  $c_1$  та  $c_2$ , що попарно з'єднують між собою відповідно активну та проміжну, проміжну та реактивну коливальні маси, 6 - віброізолятори з жорсткістю  $C_{i3}$ .

Для механічної коливальної системи з прямолінійними колюваннями схема повністю ідентична. Розглядаючи для спрощення тільки крутильні колювання, де розрахунок для прямолінійних здійснюється абсолютно аналогічно, спосіб визначення параметрів тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом здійснюють так.

Нехтують жорсткостями  $c_3$  віброізоляторів 6, на які опирається уся механічна коливальна система вібраційної машини з електромагнітним приводом. Нехтують коефіцієнтами в'язкого опору  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ , та  $\mu_3$ , які є пропорційні швидкості і відображають явище гістерезису в пружних системах 4, 5, та коефіцієнтом  $\mu_a$ , що описує в'язкий опір руху активної коливальної маси 1 (в даному випадку робочого органу), викликаний тертям деталей між собою, та їх тертям об поверхню робочого органу.

Фіксуються дві коливальні маси з трьох. Якщо фіксується проміжна 2 та реактивна 3 коливальні маси, вимірюють значення їх моментів інерції відповідно  $J_n$  та  $J_p$  відносно власних центральних осей симетрії. Це можна здійснити експериментально, або ж за допомогою розрахунків.

Приймають загальне резонансне налагодження механічної коливальної системи  $z$ , яке рекомендується вибирати з діапазону  $z=0,96...0,99$ .

Визначають значення момента інерції  $J_a$  активної коливальної маси 1 відносно власної центральної осі симетрії визначають згідно наступного виразу:

$$J_a = \frac{J_n(1-z^2)(J_n+J_p)}{z^2(J_n+J_p)-J_n},$$

Якщо фіксується активна 1 та реактивна 3 коливальні маси, вимірюють значення їх моментів інерції відповідно  $J_a$  та  $J_p$  відносно власних центральних

осей симетрії, а значення момента інерції  $J_n$  проміжної коливальної маси 2 відносно власної центральної осі симетрії визначають згідно наступного виразу:

$$J_n = \frac{1}{-2(1-z^2)} = \frac{\left[ (1-z^2)(J_a+J_p) - \sqrt{z^4(J_a+J_p)^2 - 2z^2(J_a^2+J_p^2) + (J_a+J_p)^2} \right]}{2},$$

Якщо фіксується активна 1 та проміжна 2 коливальні маси, вимірюють значення їх моментів інерції відповідно  $J_a$  та  $J_n$  відносно власних центральних осей симетрії, а значення момента інерції  $J_p$  у реактивної коливальної маси 3 відносно власної центральної осі симетрії визначають згідно наступного виразу:

$$J_a = \frac{J_n(1-z^2)(J_a+J_n)}{z^2(J_a+J_n)-J_n},$$

Задаються коловою частотою вимушених колювань  $\omega$ , з якою збуджують колювання за допомогою електромагнітних віброзбудників під дією гармонійного крутного момента, що прикладаються між проміжною 2 та реактивною 3 коливальними масами. Значення жорсткості  $c_1$  на кручення пружної системи 4, що з'єднує активну 1 та проміжну 2 коливальні маси, визначають як:

$$c_1 = \frac{J_a J_n}{J_a + J_n} \left( \frac{\omega}{z} \right)^2,$$

а значення жорсткості  $c_2$  на кручення пружної системи 5, що з'єднує проміжну 2 та реактивну 3 коливальні маси приймають як  $c_2=0$ .

Досягнути значення  $c_2=0$  на практиці не реально та і немає необхідності. Це є ідеалізоване значення і вказує на те, що пружна система 5 не є резонансною, а її жорсткість вибирається якомога меншою, щоб хоч якось пов'язати реактивну коливальну масу 3 з рештою конструкції. В реальних конструкціях можна використати м'які гумові прокладки, на яких реактивна коливальна маса 3 підвішуватиметься до проміжної маси, практично не впливаючи на динаміку механічної коливальної системи. В деяких випадках вигідно реактивну коливальну масу 3 віброізолювати окремо до основи.

За даного способу визначення параметрів пружна система 4 виступає в ролі резонансної, оскільки вона визначає резонансне налагодження тримасової механічної коливальної системи і значення її жорсткості  $c_1$  на кручення повинно бути строго витримано. В свою чергу, пружна система 5 виконує роль віброізоляційної, оскільки віброізолює якрну масу відносно усієї механічної коливальної системи. Значення жорсткості  $c_2$  не потребує строгого дотримання параметру жорсткості. Головне, щоб гумові прокладки були м'якими, а отже виконувалась умова  $c_2 \rightarrow 0$ . Не значне значення жорсткості пружної системи 5 практично не впливає на роботу тримасової механічної коливальної системи, а за даного способу визначення параметрів, це значення взагалі не використовується в розрахунках. Це однозначно спрощує самі розрахунки та виготовлення тримасових конструкцій.

Тримасова механічної коливальної системи, в якій збуджують крутильні колювання в горизонтальній площині  $xy$  під дією збуджувального крутного моменту  $M(t)$  буде здійснювати крутильні колювання за узагальненими координатами відповідно  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  та  $\varphi_3$ , причому проміжна 2 та реактивна 3 коливальні маси рухатимуться синфазно і в протифазі до активної коливальної маси 1.

Таким чином, використання запропонованого способу визначення параметрів тримасової механічної коливальної системи вібраційної машини з електромагнітним приводом, що базується на ефекті «нульової жорсткості», значно полегшує визначення її параметрів, оскільки відсутня друга резонансна пружна система 5, де на її місці можуть використовуватись м'які гумові прокладки, а що саме головне, запропонований спосіб дозволяє

розраховувати тримасові механічні коливальні системи, які є значно простіші, дешевші у виготовленні та налагодженні.

