



УКРАЇНА

(19) UA (11) 41553 (13) C2
(51) 7 F16C27/00,35/06МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІОПИС
ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) ПРУЖНА ОПОРА

1

2

(21) 2000020756

(22) 11.02.2000

(24) 15.12.2004

(46) 15.12.2004, Бюл. № 12, 2004 р.

(72) Грабар Іван Григорович, Можаровський Микола Мар'янович

(73) ЖИТОМИРСЬКИЙ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ІНСТИТУТ

(56) SU1762008 15.09.1992

SU 1401178 07.06.1988

US 5052828 01.10.1991

US 4256353 17.03.1981

(57) Пружна опора, що складається з концентрично розташованих нерухомого з кришкою і рухомого корпусів з радіальними виступами і пружним елементом між ними, де пружний елемент виконаний у вигляді пакета розташованих в осьовому напрямку кілець, при цьому виступи рухомого корпусу мають ступінчастий профіль, яка відрізняється тим, що нерухомий корпус оснащений гідравлічним пристроєм, що складається з поршня і циліндра, виконаних у вигляді кільця і розміщених у кришці нерухомого корпусу.

Винахід відноситься до машинобудування і може бути використаний в усіх областях народного господарства для підвищення зносостійкості підшипників роторів, які швидко обертаються, а також для проходження критичних частот обертання незбалансованими роторами при їх роботі в зарезонансних зонах (зонах, де відбувається самоцентрування), зокрема при конструюванні розгінних стелів.

Відома пружна опора з гладкостінним пружним елементом [1], яка може працювати в низькому діапазоні змінних навантажень в границях жорсткості пружного кільця.

Недоліком даної опори є те, що вона має постійну жорсткість, яка не залежить від величини динамічних навантажень, які створюються незбалансованим ротором в процесі його розгону, що значно звужує область використання даної опори. Крім того, недоліком цієї опори є і те, що для її задовільної роботи вимагається дуже висока співвідношення підшипникових опор, в протилежному випадку перекик викликає збудження побічних форм коливань в системі, що різко знижує довговічність елементів опори.

Найбільш близькою за сукупністю ознак до винаходу є відома пружна опора [2], що має змінну жорсткість.

Прототип винаходу, як і пристрій, що пропонується, має в якості пружного елемента пакет пружних кілець, розташованих між нерухомим з кришкою і рухомим корпусами з радіальними

виступами, причому виступи на рухомому корпусі мають ступінчастий профіль. Кожна ступінь радіального виступу взаємодіє з відповідним пружним кільцем пакету.

Але при переході резонансних режимів незбалансованим ротором спостерігається взаємопов'язаність його коливального і обертального рухів, що при обмеженій потужності привідного двигуна призводить до "застрявання" системи в резонансі [3]. В цей момент спостерігається коливання ротора і його кутової швидкості. Коливання можуть затухнути, якщо буде мати місце демпфірування, і система прийде в рівновагу, що відповідає стаціонарному рішення в тих же параметрах.

Недоліком даної опори є те, що її конструкція не дозволяє здійснювати демпфірування (дисипацію енергії) коливань ротора в широкому діапазоні в процесі проведення розгону ротора.

В основу винаходу поставлено задачу вдосконалення пружної опори шляхом введення гідравлічного пристрою, що складається з поршня і циліндра, виконаних у вигляді кільця і розміщених у кришці нерухомого корпусу, забезпечити демпфірування коливань ротора і регулювання їх рівня в пружній опорі.

Саме введення в конструкцію пружної опори гідравлічного пристрою призводить до створення і регулювання сил тертя між кільцями пружного елемента в пакеті пружних кілець, що створює можливість проходження ротором із залишковим дисбалансом і різними амплітудно-частотними

(13) C2

(11) 41553

(19) UA

характеристиками критичних зон обертання при обмеженій потужності двигуна. Крім того, ефект демпфірування коливань в опорі призводить до збільшення довговічності підшипників пружної опори.

Замість гідравлічного може бути використаний інший силовий пристрій (наприклад, механічний, пневматичний тощо), що створює осьове зусилля на пакет пружних кілець в конструкції опори.

Суть винаходу пояснюється кресленнями. Перелік фігур:

Фіг.1. Поздовжній розріз пружної опори.

Фіг.2. Поперечний розріз пружної опори в площині А.

Фіг.3. Місцевий розріз І по фіг.1, де пружний елемент показаний в збільшеному вигляді (М2:1).

Пружна опора, що пропонується, складається з нерухомого корпусу 1; рухомого корпусу 2; поршня 3; циліндра 4; кришки 5 нерухомого корпусу; пакету пружних кілець 6-12, де 6 - центральне (базове) кільце.

Нерухомий корпус 1 пружної опори (фіг.1) наділений трьома або більше (в залежності від конструктивних особливостей) внутрішніми виступами, профіль яких по довжині виконаний в вигляді прямої, тобто по виступах виконується коло з діаметром, що дорівнює зовнішньому діаметру пружних кілець.

Рухомий корпус 2, в якому вмонтовані підшипники кочення, наділений такою ж кількістю рівномірно розташованих виступів по зовнішньому діаметру корпусу, причому профіль виступу по довжині не повинен мати прямолінійну форму (може мати ступінчасту або іншу криволінійну форму). Ступінчастий профіль виступів рухомого корпусу 2 повинен бути виконаний так, що між пружними кільцями 6-12 і відповідними ділянками виступів утворювались зазори (фіг.3).

Нерухомий корпус 1 і рухомий корпус 2 пружної опори (фіг.2) розташовуються із взаємним зміщенням на 0,5 кутового кроку між виступами.

Пристрій працює таким чином.

В початковий момент рухомий корпус 2 (фіг.1) через форму виступів має контакт тільки з одним

центральним кільцем 6 в точках максимального діаметру профілю виступів. Центральне (базове) пружне кільце 6 (фіг.1, фіг.3) розраховується на мінімально необхідну жорсткість за відомою методикою [1, с.20-24].

При збільшенні амплітуд коливань ротора в роботу будуть вступати ті кільця 6-12, в яких зазори $\delta_1=\delta_1^1$; $\delta_2=\delta_2^1$; $\delta_3=\delta_3^1$ (фіг.3) між їх внутрішніми діаметрами і зовнішніми діаметрами ступінчатих виступів будуть меншими, ніж амплітуда коливань, збільшуючи при цьому жорсткість пружної опори.

В пропонуваній конструкції пружної опори в пакеті пружних кілець 6-12 створюється осьове зусилля, за рахунок якого виникають сили тертя між торцевими поверхнями пружних кілець, що працюють, і кільця, що не працюють, при певній величині амплітуди коливань ротора. Це зусилля створюється дією гідравлічного механізму (фіг.3).

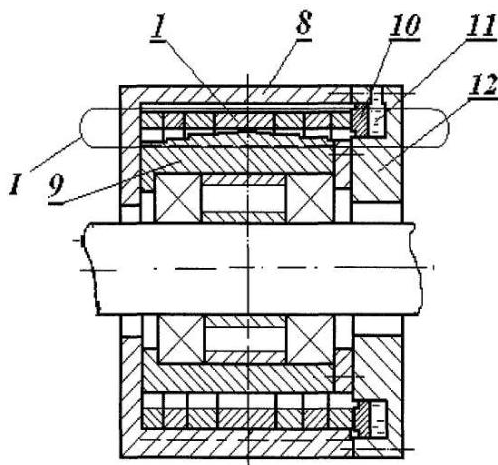
У випадку використання гідравлічного пристрою в якості силового механізму, зусилля буде створюватись поршнем 3, що розташований у порожнині циліндру 4 (фіг.3). Величина зусилля може плавно регулюватись за рахунок, зміни тиску рідини, що подається, наприклад, від автономної гідростанції в порожнину циліндра 4 безпосередньо в процесі проведення розгону ротора відповідно до величини вібрацій і коливання кутової швидкості при "застряванні" ротора, змінюючи величину демпфірування коливань, чим і досягається поставлена мета.

Джерела інформації, прийняті до уваги:

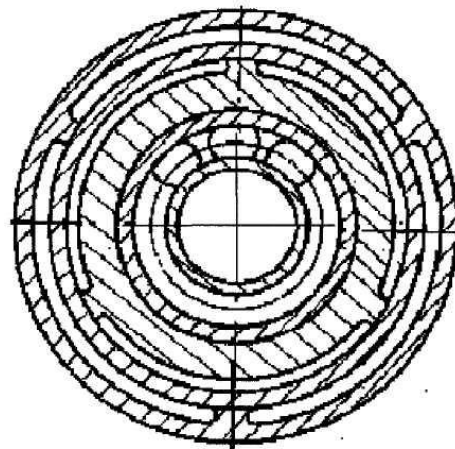
1. Алексеева Н.И. и др. Опоры быстровращающихся шпинделей в машиностроении. Обзор, М, НИИМаш, 1978, с.23.

2. Авторское свидетельство СССР №1762008, кл F16C27/04, 35/06, 1992.

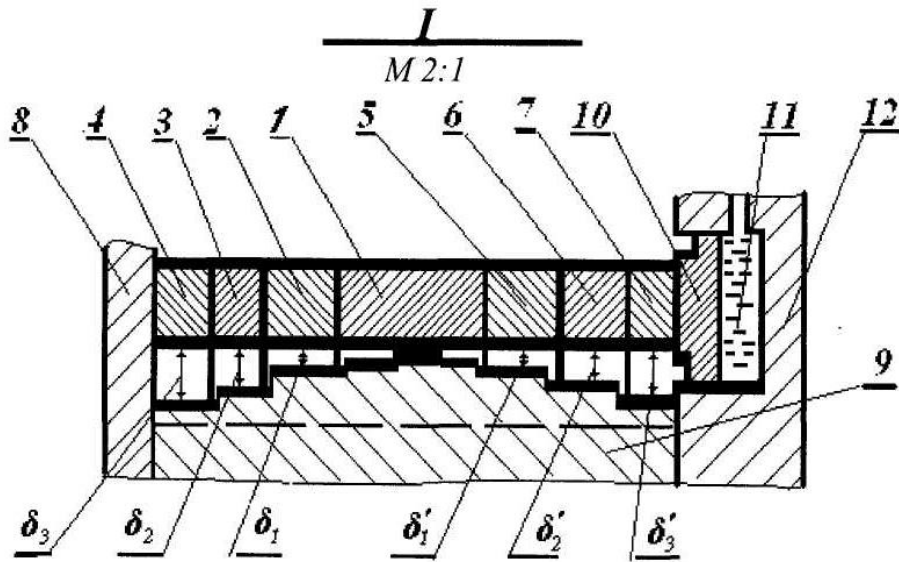
3. Можаровський М.М. Нелінійні властивості динаміки швидкохідних роторних систем та особливості розгінних випробувань роторів. // Сучасні технології в аерокосмічному комплексі.: Матеріали IV міжнар. наук.- практ. конф., 7-9 верес, 1999р, ЖІТІ/Житомир, 1999. – с.96-100.



Фіг.1



Фіг.2



Фіг. 3.