

Корисна модель належить до галузі підйомно-транспортного машинобудування, а саме до техніки, яка широко використовує технологічні процеси, що включають навантажувально-розвантажувальні операції з сипучими матеріалами, а також транспортування пилоподібних матеріалів, токсичних, гарячих матеріалів і харчових продуктів.

Відома конструкція вібраційного живильника та способу транспортування матеріалів (Авторське свідоцтво № 581310, МПК E21F 13/02, E21F 13/08, B65G 27/32.) складається з нерухомої бази та лотка, який приводиться в рух дебалансним механізмом. На поздовжній осі робочого органу розміщені по дві пари упорів. Під точками завантаження та вивантаження сипкого матеріалу розташовані гумові віброопори, які дозволяють робочому органу спиратися на нерухому базу, транспортування матеріалу відбувається за рахунок коливальних рухів, що створюються дебалансами.

Основним недоліком даного віброживильника є те, що він може ефективно транспортувати сипкий матеріал лише за високого кута нахилу робочого органу. У протилежному випадку повна симетрія коливань органу не забезпечує створення значних зусиль за один цикл коливань. При великому куті нахилу робочого органу на поверхнях торців віброопор утворюються місцеві зони деформації, що може привести до перегріву віброопор та скорочення їхньої експлуатаційної довговічності, а також враховуючи велику амплітуду коливань, можливе зависання лотка.

Найближчим аналогом до корисної моделі є спосіб транспортування матеріалу та конструкція вібраційного живильника з нелінійною характеристикою (патент UA № 26004 B07B 1/00) де транспортування матеріалу відбувається шляхом завдання коливань транспортувальній поверхні (лотку), що встановлена на основі на гумових пружних елементах спрямованих під кутом до горизонту з обмеженням амплітуди коливань буферними віброізоляторами.

Проте конструкція має суттєвий недолік - нестабільність амплітуди коливань, так як навантаження стиску і зсуву відрізняються і як наслідок можлива нестабільна робота транспортуючого пристрою і зниження продуктивності.

В основу корисної моделі поставлено задачу стабілізації амплітуди коливань лотка віброживильника та підвищення швидкості транспортування матеріалу.

Поставлена задача вирішується тим, що у способі вібраційного транспортування матеріалів, який полягає в завданні коливань транспортувальній поверхні, встановленій на основі з пружними елементами, спрямованими під кутом до горизонту, та обмеженні амплітуди коливань буферними віброізоляторами, згідно з корисною моделлю, кожен пружний елемент за допомогою кінематичних зв'язків рівномірно притискають до основи, причому зусилля притискання збільшується із зростанням зусилля зсуву.

Вантажонесучий орган вібраційної машини, встановлений на основі через проміжні пружні елементи і пов'язаний з основою кінематичними зв'язками. Коли віброзбудувач, який повідомляє поверхні транспортування, спрямовані під кутом до горизонталі коливання, під час яких відбувається деформація зсуву пружного елемента, під час зсуву кожен пружний елемент підтискають до основи. У результаті цього кожен із пружних елементів має деформацію зсуву та стиснення одночасно і притискаються, як наслідок пружні опори отримують нелінійні пружні характеристики.

Суть корисної моделі пояснюють креслення, на яких зображено: на фіг. 1 зображено схему пристрою, що реалізує спосіб транспортування; на фіг. 2 - схему деформації пружного елемента; на фіг. 3 - графік зміни робочих зусиль залежно від деформації зсуву.

Запропонований спосіб реалізується наступним чином.

Вантажонесучий орган (фіг. 1) 1, днище якого є транспортуючою поверхнею, встановлений на основі 2 на пружних елементах 3 і пов'язаний з основою 2 кінематичними зв'язками 4, встановленими з натягом відносно основи, що становлять у вихідному положенні з площиною зсуву пружного елемента кут 90° .

На вантажонесучому органі 1 закріплений віброзбудувач 5, який повідомляє поверхні транспортування спрямовані під кутом до горизонталі коливання, під час яких відбувається деформація зсуву пружного елемента. Одночасно відбувається зміщення кінців кінематичних зв'язків 4, закріплених на вантажонесучому органі 1. Точки кріплення кінематичних зв'язків 4 до вантажонесучого органу 1 рухаються по колу (радіус кола визначається довжиною кінематичного зв'язку), що спричиняє стискання пружних елементів.

При цьому у пружних елементах виникають деформації зсуву Δ_{zc} (фіг. 2), частина яких перетворюється на деформацію стиснення Δ_{cm} елементів.

У результаті цього кожен із пружних елементів має деформацію зсуву Δ_{zc} та стиснення Δ_{cm} одночасно, причому інтенсивність наростання деформації стиснення збільшується зі зростанням деформації зсуву. Водночас, оскільки модуль пружності гуми на стиск у кілька разів більший за модуль пружності та інтенсивність стиснення більша за зсуву, то інтенсивність зусиль стиснення F_{cm} буде вищою за зусилля зсуву F_{zc} , а залежність робочих зусиль F_p визначається з виразу

$$F_p = G \cdot F \left[\gamma + 6 \left(\frac{l}{H} - \sqrt{\frac{l^2}{H^2} - \gamma} \right) \right],$$

l - довжина кінематичного зв'язку;

H - висота пружного елемента;

G - модуль зсуву матеріалу пружного елемента;

F - площа перерізу елемента зсуву;

γ - відносна деформація.

Ділянка 0-1 (фіг. 3) відповідає зусиллям, що зсувають, а ділянка 0-2 -результуючому зусиллю (зусиллям зсуву і стиснення), що має нелінійний характер. Ступінь наростання стискаючих зусиль за фіксованих значень $\frac{l}{H}$ і γ визначається з виразу

$$A = \frac{6 \left(\frac{l}{H} - \sqrt{\frac{l^2}{H^2} - \gamma^2} \right)}{\gamma} \cdot 100\%.$$

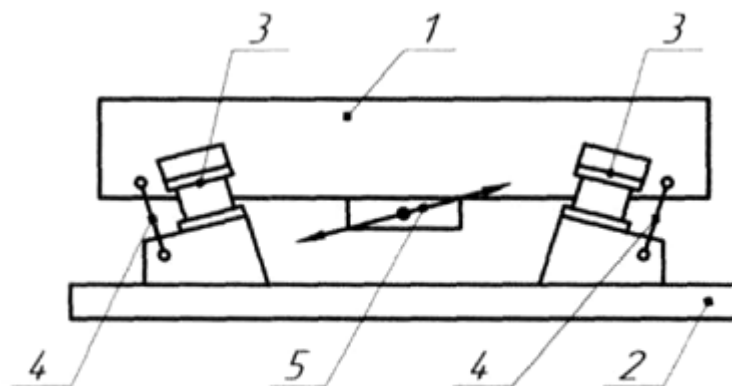
Дані розрахунків зведено в таблицю. Аналіз виконаних розрахунків показує, що залежно від співвідношення довжини до висоти пружного елемента 3, а також розмірів кінематичного зв'язку 4 можна змінювати інтенсивність деформації стиснення і тим самим регулювати ступінь нелінійності пружної характеристики.

Таблиця

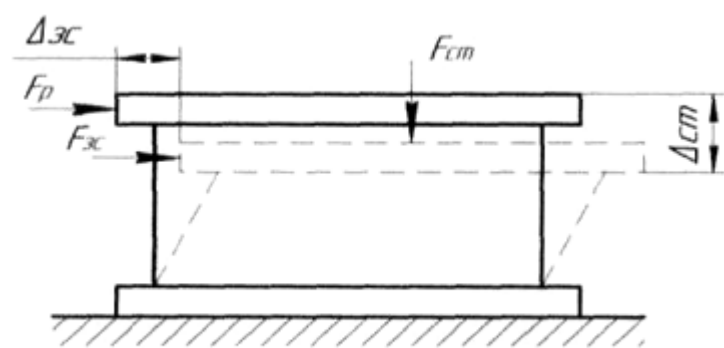
Ступінь наростання стискаючих зусиль

γ	A, %				
	$\frac{l}{H} = 0,5$	$\frac{l}{H} = 0,2$	$\frac{l}{H} = 1$	$\frac{l}{H} = 4$	$\frac{l}{H} = 5$
0,1	60	36	30	6,5	6
0,2	120	75	60	15	12
0,3	200	120	100	22	18
0,4	300	150	125	30	24

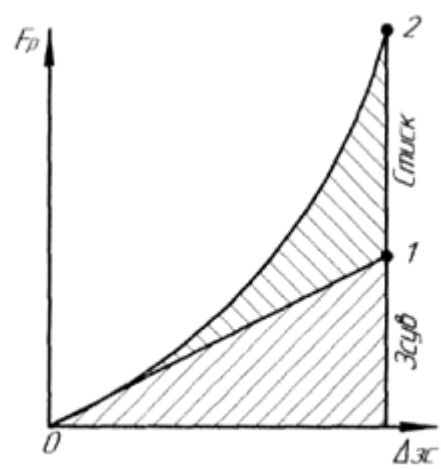
Запропонований спосіб за рахунок відсутності зазорів у пружній системі стабілізує пружну систему підвіски вібромашини та унеможливорює ударну взаємодію робочого органу з пружними елементами, чим забезпечується стабільність амплітуди коливань і тим самим підвищується швидкість транспортування матеріалу по вантажонесучій поверхні робочого органу.



Фіг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3