

## РОЗРОБЛЕННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ ОВТ

УДК 621.867.52

DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.21.2019.3-8>

І.Й. Врублевський

*Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів*

### ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОМАСОВОГО ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРА ВЕЛИКОЇ ВАНТАЖНОСТІ

*Розглянуто динаміку двомасового вібраційного транспортера з незалежними електромагнітними вібробуджувачами горизонтальних і вертикальних коливань робочого органа, призначеного для переміщення штучних вантажів у безвідривному режимі. Отримано аналітичні залежності між відношенням мас вібротранспортера та відношенням частоти коливань вібробуджувача до власної частоти вертикальних коливань при відомій величині відносного демпфування пружної системи, при яких амплітуда вертикальних коливань робочого органа транспортера практично не змінюється зі зміною маси вантажу, що сприяє стабільній роботі транспортера при транспортуванні масивних вантажів.*

**Ключові слова:** вібраційний транспортер, електромагнітний вібробуджувач, вантажність.

#### Постановка проблеми

Вібраційні транспортери достатньо давно використовуються на промислових підприємствах для транспортування насипних та штучних вантажів, а також для автоматизації допоміжних операцій. Для роботи зі штучними вантажами особливо перспективні вібротранспортери з електромагнітним приводом, які вирізняються простотою конструкції й обслуговування, економічністю, відсутністю деталей пристрою, що піддаються тертю. Досвід роботи автора у розробці і впровадженні у виробництво вібротранспортерів з електромагнітним приводом показав, що їх широке використання на підприємствах, зокрема на підприємствах оборонної промисловості, стримується чутливістю існуючих конструкцій до різкої зміни маси вантажів, при якій суттєво знижується продуктивність. Запобігти цьому можна при використанні незалежних вібробуджувачів горизонтальних і вертикальних коливань, коли робочий орган транспортера коливається по еліптичній траєкторії, що при дотриманні її оптимальних параметрів дає суттєве підвищення швидкості транспортування та кутів підйому у безвідривних режимах переміщення, які необхідні для транспортування великогабаритних масивних вантажів. Крім того, в таких конструкціях можливе забезпечення стабільності транспортування при значній зміні маси вантажів. Така стабільність можлива тільки при певних співвідношеннях між параметрами вібротранспортера, а саме співвідношеннях мас, співвідношеннях частот власних і вимушених коливань.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Двомасовим вібраційним транспортерам з незалежними горизонтальними і вертикальними коливаннями присвячено ряд досліджень [1, 2], зазначене значне підвищення їх продуктивності у порівнянні з найпростішими транспортерами з прямолінійними коливаннями, особливо у безвідривних режимах переміщення. Як показали теоретичні та експериментальні дослідження, у безвідривних режимах транспортування зміна маси вантажу суттєво впливає на амплітуду вертикальних коливань робочого органа транспортера, у той час, як її вплив на амплітуду горизонтальних коливань завдяки проковзуванню вантажів не значний. Така зміна призводить до зменшення швидкості або порушення безвідривності транспортування, а, відтак, різко зменшує продуктивність. При дослідженні залежності амплітуди коливань робочого органа двомасового вібротранспортера від резонансного відлаштування (відношення частот вимушених і власних коливань) при різних співвідношеннях робочої та реактивної мас транспортера і відносного демпфування пружної системи було помічено, що при певному співвідношенні цих параметрів амплітуда коливань робочого органа не змінюється, а, отже, буде стабільною і продуктивність [3]. На основі аналізу численних графіків було побудовано графіки залежності відношення мас від резонансного відлаштування при декількох значеннях відносного демпфування. При детальному дослідженні цієї залежності можливе виведення аналітичних виразів. У роботі

автора [4] виведено формулу залежності відношення мас від резонансного відлаштування вертикальних коливань, при якому амплітуда коливань робочого органа не чутлива до зміни маси вантажу, при нульовому значенні відносного демпфування. І хоча відносно демпфування у пружних системах сучасних вібротранспортерів, які переважно складаються зі сталевих пружин, доволі незначне, доцільно отримати аналітичні вирази для вищевказаної залежності при будь-якій величині відносного демпфування.

### Формулювання мети статті

Мета статті полягає в аналітичному дослідженні залежності відношення мас від резонансного відлаштування вертикальних коливань при відомій величині відносного демпфування пружної системи двомасового вібраційного транспортера з незалежними приводами горизонтальних і вертикальних коливань, коли суттєва зміна маси вантажів у безвідривному режимі переміщення не впливає на стабільність роботи транспортера.

### Виклад основного матеріалу

Динамічна схема двомасового вібраційного транспортера з незалежними електромагнітними віброзбудувачами горизонтальних і вертикальних коливань представлена на рис. 1: робочий орган масою  $m_2$ , по якому переміщається вантаж масою  $m_g$ , з'єднується з реактивним каркасом масою  $m_1$  за допомогою пружної системи, що має жорсткості в горизонтальному та вертикальному напрямках, відповідно,  $c_x$  та  $c_y$ . Реактивний каркас встановлений на фундаменті за допомогою віброізоляторів, жорсткість яких дорівнює  $c_1$ . Пружна система має в'язкий опір, пропорційний віброшвидкості з коефіцієнтом пропорційності  $h$ . Жорсткість віброізоляторів надзвичайно мала порівняно з жорсткістю пружної системи, тому можна прийняти  $c_1 = 0$ . Зусилля віброзбудувачів горизонтальних і вертикальних коливань  $f_x$  і  $f_y$  змінюються за законом:

$$\begin{aligned} f_x &= F_x \sin(\omega t + \varphi), \\ f_y &= F_y \sin(\omega t), \end{aligned} \quad (1)$$

де  $F_x$  і  $F_y$  – амплітуди зусиль електромагнітів привода, відповідно, горизонтальних і вертикальних коливань,  $\omega$  – кругова частота коливань,  $t$  – час,  $\varphi$  – кут зсуву фаз між зусиллями електромагнітів.

При безвідривному вібропереміщенні у системі вертикальних коливань маса вантажу  $m_g$  повністю приєднується до маси робочого органа  $m_2$ , тому амплітуду  $A_y$  вертикальних коливань робочого органа транспортера можна визначити наступним чином [3]

$$A_y = \frac{F_y}{(m_2 + m_g) \sqrt{(\omega_y^2 - \omega^2) + (h\omega/m)^2}}, \quad (2)$$

де  $\omega_y$  – власна частота вертикальних коливань, яка розраховується за формулою

$$\omega_y = \sqrt{c_y/m}, \quad m = \frac{m_1(m_2 + m_g)}{m_1 + m_2 + m_g} -$$

зведена маса вібротранспортера з вантажем. Вертикальну жорсткість пружної системи транспортера, яка складається, наприклад, з плоских гратчастих пружин [3], можна розрахувати за формулою

$$c_y = \frac{ijEab^3}{l^3},$$

де  $i$  – кількість пружин;  $j$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $l$  – відповідно, кількість, товщина, ширина і довжина стержнів гратчастої пружини;  $E$  – модуль пружності.

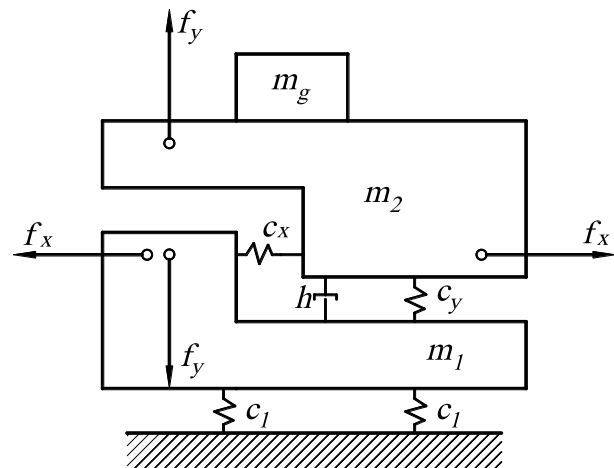


Рис. 1. Динамічна схема двомасового вібраційного транспортера з незалежними горизонтальними і вертикальними коливаннями

Використаємо безрозмірні параметри незавантаженого транспортера:  $p = \omega/\omega_0$  – резонансне відлаштування системи вертикальних коливань – відношення частоти вимушених коливань до власної частоти вертикальних коливань, де  $\omega_0 = \sqrt{c_y/m_0}$ ,  $m_0 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$  – зведена маса незавантаженого транспортера;  $\gamma = h/m\omega_0$  – відносно демпфування; а також відношення мас:  $n = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$ ,  $k = \frac{m_g}{m_2}$ . Підставивши ці величини в рівняння (2), після перетворень отримаємо

$$A_y = \frac{F_y}{c_y \sqrt{[1 - p^2 + k(n - p^2)]^2 + (\gamma \cdot p)^2 (1 + kn)^2}}. \quad (3)$$

Амплітуду вертикальних коливань  $A_0$  робочого органа без вантажу одержимо з рівняння (3) при  $k=0$ , це відома формула [1]

$$A_0 = \frac{F_y}{c_y \sqrt{(1-p^2)^2 + (\gamma \cdot p)^2}}. \quad (4)$$

Поділивши (3) на (4), отримаємо залежність відношення амплітуд вертикальних коливань завантаженого і незавантаженого вібротранспортера від відношення мас вантажу і робочого органа  $k$

$$\frac{A_y}{A_0} = \frac{\sqrt{(1-p^2)^2 + (\gamma \cdot p)^2}}{\sqrt{[1-p^2 + k(n-p^2)]^2 + (\gamma \cdot p)^2(1+kn)^2}}. \quad (5)$$

Слід зауважити, що в розрахунках роботи [3] враховано вплив маси вантажу  $m_g$  на власну частоту вертикальних коливань, а величина відносного демпфування  $\gamma$  вважається незмінною зі зміною  $m_g$ , що некоректно. При такому припущенні в знаменнику рівняння (5) при  $(\gamma \cdot p)^2$  вийде вираз  $(1+kn)(1+n)$  замість  $(1+kn)^2$ . Але при малих значеннях відносно, демпфування ( $\gamma < 0,05$ ) похибка в розрахунках не суттєва.

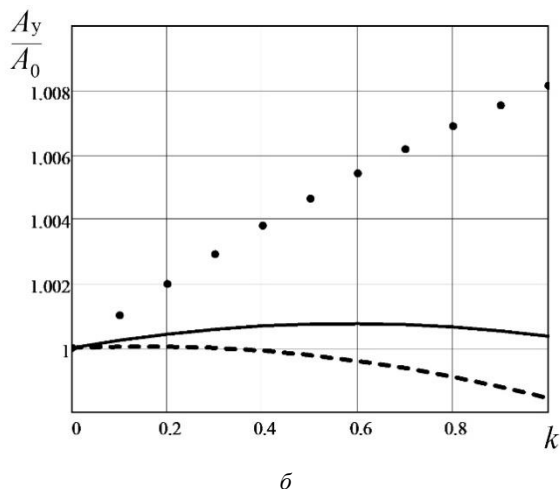
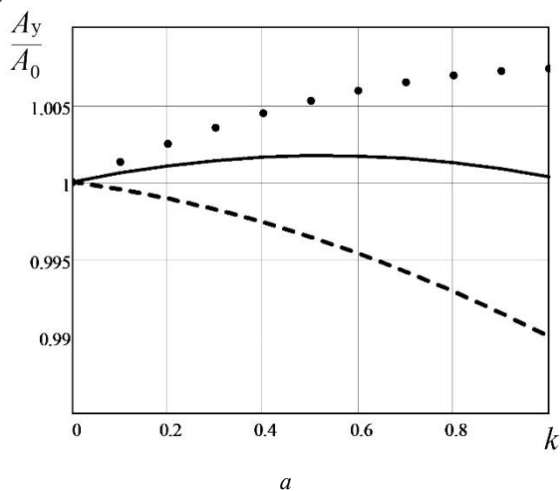


Рис. 2. Графіки залежності співвідношення амплітуд  $A_y/A_0$  від відношення мас вантажу і робочого органа  $m_g/m_2$ :  
а –  $p = 0,85$ ,  $\gamma = 0,05$ ; б –  $p = 0,7$ ,  $\gamma = 0,1$

Для стабільної роботи вібраційного транспортера необхідно, щоб відношення амплітуд  $A_y/A_0$  при зміні величини  $k$  не змінювалося. Аналіз формули (5) показує, що це можливе тільки при  $\gamma=0$ . Але і з врахуванням величини відносного демпфування  $\gamma$  можливо підібрати співвідношення параметрів транспортера, коли величина  $A_y/A_0$  при зміні  $k$  змінюється несуттєво.

На рис. 2 показано графіки залежності  $A_y/A_0$  від  $k$ , коли маса вантажу змінюється від нуля до величини маси робочого органа, тобто при  $0 \leq k \leq 1$  та різних значеннях  $\gamma$ ,  $p$  і  $n$ . Обчислення та побудова графіків виконані за допомогою математичної комп'ютерної системи MathCAD. Як видно з рис. 2, при певних співвідношеннях значень  $p$  і  $n$  величина  $A_y/A_0$  зі зміною  $k$  змінюється несуттєво. Зокрема, можна при заданому значенні  $\gamma$  визначити співвідношення між  $p$  і  $n$ , при яких величина  $A_y/A_0$  при  $k=0$  та  $k=1$  однакова. Для цього потрібно прирівняти чисельник і знаменник підкореневого виразу правої частини формули (5) при  $k=1$ . Після перетворень отримаємо

$$(n-p^2)^2 + 2(1-p^2)(n-p^2) + (\gamma \cdot p)^2 n(n+2) = 0. \quad (6)$$

Розв'язок нелінійного рівняння (6) дозволяє при заданому значенні  $\gamma$  визначити залежність відношення мас  $n$  від резонансного відлаштування  $p$ , які забезпечують мінімальну чутливість робочого органа вібротранспортера до зміни маси вантажу. Але цей розв'язок можливий лише чисельними методами, що унеможливує аналітичне відображення досліджуваної залежності.

Проаналізувавши оптимальні співвідношення значень  $p$  і  $n$ , при яких з конструктивної та експлуатаційної точок зору раціонально використовувати відношення мас  $m_1/m_2$  двомасового транспортера, зазначимо, що третій член рівняння (6) значно менший від перших двох, а величина  $n(n+2) \approx 1$ . Відтак рівняння (6) можна записати наступним чином

$$[(n-p^2) + (1-p^2)]^2 = (1-p^2) - (\gamma \cdot p)^2. \quad (7)$$

Після перетворення формули (7) отримаємо просту аналітичну залежність відношення мас  $n$  від резонансного відлаштування вертикальних коливань  $p$  вібротранспортера, нечутливого до зміни маси вантажу

$$n = 2p^2 - 1 + \sqrt{(1-p^2)^2 - (\gamma \cdot p)^2}. \quad (8)$$

На рис. 2 суцільними лініями показано графіки, побудовані з використанням точної формули (6), штриховими – наближеної формули (8), пунктиром – за розрахунками, прийнятими в [3]. Як бачимо, розбіжність становить менше відсотка.

На практиці для розрахунків більш раціонально використовувати відношення мас  $m_1 / m_2$  замість  $n$ , тому формулу (8) запишемо наступним чином

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{1}{2p^2 - 1 + \sqrt{(1-p^2)^2 - (\gamma \cdot p)^2}} - 1. \quad (9)$$

На рис. 3 показано графіки залежності відношення мас  $m_1/m_2$  від резонансного відлаштування вертикальних коливань  $p$  при величині відносного демпфування  $\gamma=0,1$ , при яких транспортер нечутливий до зміни маси вантажу. Штриховою лінією показано графік, побудований за розрахунками з використанням точної формули (6), пунктиром – з використанням наближеної формули (9). А при малих значеннях  $\gamma < 0,05$  різниця між розрахунками за обома формулами не значна і обидві криві практично зливаються. Графік залежності при  $\gamma=0$  на рис. 3 показано суцільною лінією. Зі збільшенням величини відносного демпфування  $\gamma$  відношення мас транспортера  $m_1/m_2$ , при якому він нечутливий до зміни маси вантажу, дещо збільшується тим більше, чим більша величина  $p$ .

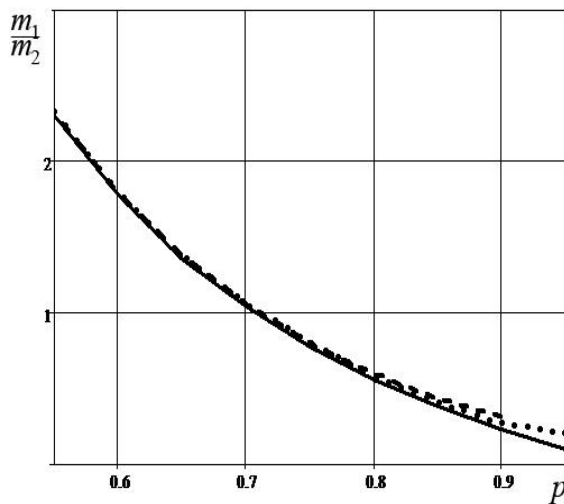


Рис. 3. Графіки залежності відношення мас  $m_1/m_2$  двомасового вібраційного транспортера від резонансного відлаштування  $p$  вертикальних коливань при різних значеннях відносного демпфування  $\gamma$

В якості пружної системи вібротранспортерів найчастіше використовують сталеві пружини, при яких коефіцієнт відносного демпфування  $\gamma=0,01 \dots 0,05$ . Деколи трапляються комбіновані пружні системи з використанням гумових елементів, для гумових пружних елементів  $\gamma=0,1 \dots 0,15$ . Як видно з рис. 3, наближена формула (9) цілком придатна для практичного використання. Оскільки коефіцієнт демпфування найбільш вживаних пружних систем надзвичайно малий, його можна прийняти рівним нулеві, а при  $\gamma=0$  формули (6) і (8) набувають надзвичайно простого

вигляду  $n = p^2$ . Ця формула отримана автором в [4] як частковий випадок розрахунку тримасової коливної системи. Відтак при  $\gamma = 0$  формула (9) набуває вигляду

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{\omega_0^2}{\omega^2} - 1.$$

З конструктивних міркувань відношення мас двомасового транспортера використовується в межах  $m_1/m_2=0,5 \dots 2,5$ . Відповідне резонансне відлаштування вертикальних коливань потрібно вибирати, як видно з рис. 3, в межах  $p=0,55 \dots 0,8$ . Його величина розраховується за формулою (9) і забезпечується параметрами пружної системи.

На рис. 4 представлений експериментальний зріз двомасового вібраційного транспортера, спроектованого і виготовленого за участю автора у науково-дослідній лабораторії Національного університету «Львівська політехніка». Аналогічні вібраційні транспортери були впроваджені у виробництво на київському заводі «Арсенал» для автоматизації гнучкої роботизованої виробничої ділянки, призначеної для складання різноманітних вузлів механізмів, які входили до складу авіаційної та космічної техніки. Ці вібротранспортери здатні переміщати вантажі масою до 5-6 кг з можливістю плавного регулювання швидкості до 30 м/хв та здійснювати реверс транспортування. Випробування транспортерів показало, що при збільшенні маси вантажу до 10–15 кг відбувається суттєве зниження амплітуди коливань робочого органа транспортера, а, відтак, швидкості транспортування і продуктивності.

Конструкція експериментального вібраційного транспортера, показаного на рис. 4, дозволяє з обох кінців реактивного каркаса закріплювати додаткові вантажі, змінюючи таким чином відношення мас робочого органа і реактивного каркаса  $m_1/m_2$ . Зміна гратчастих пружин з різною шириною вирізів дозволяє змінювати вертикальну жорсткість пружної системи, а, відтак, резонансне відлаштування  $p$  вертикальних коливань транспортера. Були проведені експериментальні дослідження, які полягали в тому, що при різних відношеннях мас  $m_1/m_2$  та величині резонансного відлаштування  $p$  замірялась амплітуда коливань робочого органа та швидкість переміщення вантажів. Дослідження показали, що при певному співвідношенні між резонансним відлаштуванням і відношенням мас зі збільшенням маси вантажу амплітуда коливань і швидкість транспортування практично не змінюються. При цьому транспортер дозволяв стабільно переміщати вантажі масою до 15–20 кг з великою швидкістю.

Таким чином, не ускладнюючи конструкції, а правильно розрахувавши відношення мас та жорсткість пружної системи, можна суттєво підвищити вантажність транспортера.

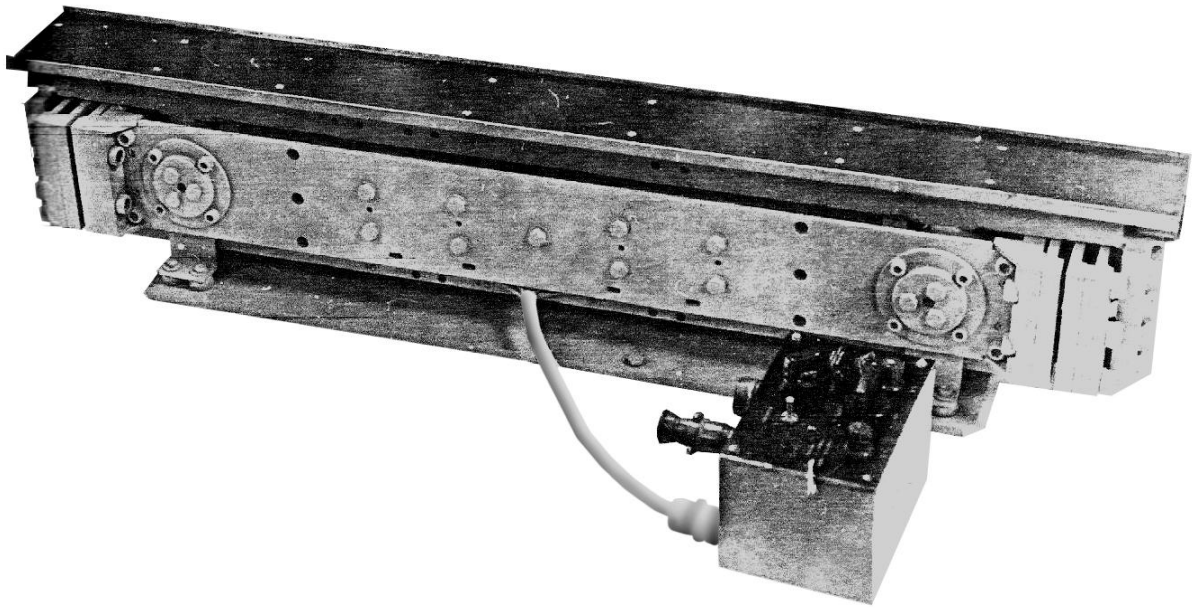


Рис. 4. Вібраційний транспортер з гратчастими пружинами і пультом управління електромагнітним приводом

## Висновки

На основі теоретичних та експериментальних досліджень виявлено, що у двомасовому вібраційному транспортері з незалежним приводом горизонтальних і вертикальних коливань при певному співвідношенні мас робочого органа та реактивного каркаса і резонансного відлаштування (відношення частоти вимушених і власних коливань), яке залежить від величини відносного демпфування пружної системи, амплітуда вертикальних коливань робочого органа транспортера практично не змінюється зі зміною маси вантажу, що сприяє стабільній роботі транспортера при переміщенні масивних вантажів.

У статті виведено прості аналітичні залежності, які зв'язують відношення мас робочого органа і реактивного каркаса вібротранспортера та відношення частоти коливань вібропривода і власної частоти вертикальних коливань в залежності від типу пружної системи (величини відносного демпфування), при яких робочий орган транспортера не чутливий до зміни маси вантажу. Величина оптимального відношення мас збільшується зі збільшенням величини відносного демпфування, більш суттєво зі збільшенням величини резонансного відлаштування. Отримані результати дозволяють, не

ускладнюючи конструкції вібраційних транспортерів, підвищити їх вантажність, забезпечивши, згідно з отриманими формулами, параметри пружної системи. Вібраційні транспортери, виконані за попередніми розрахунками з використанням наведених формул, можуть впроваджуватися у промисловість, зокрема для автоматизації виробничих процесів на військових підприємствах та транспортуванні масивних штучних вантажів.

## Список літератури

1. *Вибрації в техніці: Справочник, т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. – Москва: Машиностроение, 1981.*
2. *Врублевский И.И. Разработка и исследование вибрационных устройств, осуществляющих организацию рабочей среды роботосистем. Автореферат диссертации к.т.н. / И.И. Врублевский. – Каунас: КПИ, 1986.*
3. *Повідайло В. Вібраційні процеси та обладнання / В. Повідайло. – Львів: Вид-во Національного університету „Львівська політехніка”, 2004.*
4. *Vrublevskiy I. Perspectives of Vibratory Devices with Electromagnetic Drives for Massive Piece Goods Conveying // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – Vol. 3, No 2. – 2017. P. 79-87.*

---

**Определение параметров двухмассового вибрационного транспортёра большой грузоподъёмности**

И.И. Врублевский

Рассмотрена динамика двухмассового вибрационного транспортёра с независимым электромагнитным приводом горизонтальных и вертикальных колебаний, предназначенного для транспортирования штучных изделий в безотрывных режимах перемещения. При транспортировании массивных грузов изменение их массы существенно влияет на амплитуду вертикальных колебаний и в меньшей степени – на амплитуду горизонтальных колебаний, что приводит к резкому снижению производительности из-за уменьшения скорости транспортирования или нарушения режима безотрывности перемещения. Отмечено, что при определённых соотношениях масс двухмассового вибротранспортёра и резонансной отстройки вертикальных колебаний (отношении частоты колебаний вибровозбудителя к частоте собственных колебаний) с изменением массы груза амплитуда вертикальных колебаний практически не изменяется. Выведены формулы, позволяющие определить эти соотношения при известном коэффициенте относительного демпфирования и изменении массы груза от нуля до величины, равной массе рабочего органа транспортёра. Наряду с точными аналитическими выражениями, решение которых требует применения численных методов вычислений, получена простая приближённая формула, позволяющая легко посчитать значения параметров вибрационного транспортёра, при которых он нечувствителен к существенному изменению массы груза: отношение масс рабочего органа и реактивной плиты, собственную частоту вертикальных колебаний, величина которой определяется параметрами упругой системы.

Использование полученных в статье результатов имеет важное практическое значение для создания без усложнения конструкций вибрационных транспортёров с независимым электромагнитным приводом, позволяющих стабильно транспортировать массивные грузы с высокой производительностью. Для этого необходимо при заданном соотношении масс двухмассового транспортёра и относительном демпфировании упругой системы только рассчитать вертикальную жёсткость упругой системы, которая бы обеспечивала соответствующую величину резонансной отстройки.

**Ключевые слова:** вибрационный транспортёр, электромагнитный привод, грузоподъёмность.

**Determination of Parameters of Two-mass Vibratory Conveyor with High Carrying Capacity**

I. Vrublevskiy

The dynamics of two-mass vibratory conveyor with independent electromagnetic drives of horizontal and vertical oscillations of conveying track is considered. Vibratory conveyor is intended for massive piece goods moving in non-jumping modes. A change of goods' mass sufficiently influences the amplitude of vertical oscillations and, to a lesser extent, the amplitude of horizontal oscillations. This change leads to decrease of productivity due to decrease of the conveying velocity or breaks the non-jumping modes of moving. It was noted that with certain ratio of two masses of conveyor and resonant tuning (the ratio of forced frequency of oscillations to natural frequency of vertical oscillations) the amplitude of vertical oscillations with change of goods' mass remains almost unchanged. The formulas that allow determining these ratios with a known coefficient of relative damping are derived for a case when the goods' mass varies from zero to a value equal to the mass of the working body of conveyor. The formulas that allow determining these ratios with a known coefficient of relative damping are derived. Along with accurate analytical expressions, the solution of which requires the use of numerical calculation methods, the simple approximate formula is derived which makes it easy to calculate the values of the required parameters of the vibratory conveyor. These parameters are the ratio between the masses of the working body and the reactive plate, the natural frequency of vertical oscillations, the value of which is determined by the parameters of springs of the elastic system.

The use of the results obtained in the article is of great practical importance for creating, without design's complication, the vibratory conveyors with independent electromagnetic drive of horizontal and vertical oscillations, which allow conveying the massive goods with high stable productivity. For this purpose, it is needed with known ratio between conveyor's masses and relative damping to calculate the vertical stiffness of elastic system, which would provide the necessary value of resonant tuning.

**Keywords:** vibratory conveyor, electromagnetic drive, carrying capacity.

---