

О. С. Ланець, І. А. Деревенько, Ю. Л. Новицький, Р. Р. Чубик  
Національний університет “Львівська політехніка”

## ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВСТАНОВЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВИСОКОШВИДКІСНОГО ДВОМАСОВОГО РЕЗОНАНСНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТЕРА З ІНЕРЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

© Ланець О. С., Деревенько І. А., Новицький Ю. Л., Чубик Р. Р., 2022

<https://doi.org/>

**Мета.** Полягає в обґрунтуванні раціональної конструкції вібротранспортера як складового вібротранспортної лінії довжиною 8 м, що забезпечуватиме необхідні технологічні параметри транспортування штучних вантажів. Складність цієї задачі полягає у тому, що швидкість транспортування вантажів масою 12 кг повинна бути не менше 0.5 м/с. **Актуальність.** Потреба в цих дослідженнях обумовлена технічним завданням, отриманим від замовника. Складність визначеної задачі полягає у необхідності забезпечення високих швидкостей транспортування на досить масивному обладнанні, що вимагає проведення ретельних науково-технічних досліджень. **Методика.** Встановлюючи технологічні параметри руху робочого органа (амплітуду та частоту його коливань, масу завантаження тощо), беручи до уваги призначення вібромашини та можливі рекомендації щодо її подальших умов роботи, ґрунтуючись на технологічних параметрах, які вона повинна забезпечувати, обґрунтовується її принципова схема (структура), вибирається тип приводу та режим роботи. Встановлюються інерційно-жорсткісні та силові параметри коливальної системи, на основі яких окреслюються конструктивні параметри вібромашини, розробляється її конструкція. Здійснюється моделювання її роботи, що дає змогу попередньо оцінити роботоздатність майбутньої установки. **Результати.** Результатом доробку статті є науково обґрунтована конструкція двомасового резонансного вібраційного транспортера з інерційним приводом, реалізованого на витих пружних елементах як найбільш доцільних для представлених умов. **Наукова новизна.** Вперше вдалось синтезувати аналітичні вирази для вибору типу віброзбуджувача (для одномасових систем як проміжного етапу досліджень) з умови взаємовпливу маси моторів-вібраторів на споживану потужність вібраційного транспортера. **Практична значущість.** Викладений матеріал формує цілісність методології створення вібраційного технологічного обладнання і може використовуватись інженерно-технічними працівниками. Наведені аналітичні вирази можуть широко застосовуватись під час проектування вібраційного технологічного обладнання.

**Ключові слова:** двомасова коливальна система, інерційно-жорсткісні параметри, вібраційна машина з інерційним приводом.

### Вступ

Вібротехнології дають змогу задовольнити практично будь-які потреби промисловості у створенні технологічного обладнання. Застосування такого типу обладнання обумовлюється виробничою або економічною необхідностями. Функції ж конструктора, беручи за основу завдання, сформоване замовником, – реалізувати конструкцію з закладеними технічними та технологічними параметрами.

У цій статті автори опишуть етапи проектування вібраційного транспортера для транспортування штучних виробів. Отримано запит на можливість створення вібротранспортної лінії довжиною 8 м, яка повинна переміщати ящики масою 12 кг із габаритами 270×180×60 мм та продуктивністю не менше 2 шт/с. Тобто, швидкість транспортування повинна бути приблизно 540 мм/с.

**Аналіз літературних джерел**

На сьогодні промисловість широко використовує великогабаритне вібраційне технологічне обладнання. Найбільш поширений тип такого обладнання реалізується на основі інерційного та ексцентрикового приводів. (рис. 1). Особливістю таких установок є те, що вони працюють у білярезонансних режимах, завдяки чому їх коливальна система розвиває високі динамічні зусилля при відносно невеликих габаритах приводу. Ми можемо помітити, що для транспортування виробів на значні дистанції використовують двомасові резонансні коливальні системи, реалізовані на витих пружних елементах.



*a*



*б*



*в*

*Рис. 1. Зразки обладнання фірми Vibra Maschinenfabrik Schultheis GmbH & Co (Німеччина) із дебалансом (а, б) та ексцентриковими приводами (в)*

*Fig. 1. Equipment samples of Vibra Maschinenfabrik Schultheis GmbH & Co (Germany) with unbalanced (a, b) and eccentric drives (c)*

Існує багато праць, пов'язаних зі встановленням інерційно-жорсткісних параметрів коливальних систем для вібраційних машин. Так, професор Медвідь М. В. у праці [1] надає аналітичний

вираз, що пов'язує між собою віброізоляційну та резонансну жорсткості, проте чіткого (незалежного) їх встановлення не наведено. Це ж стосується і досліджень авторів В. О. Баумана та І. І. Бивовського [2] та професора І. І. Назаренка [3]. На відміну від уже згаданих науковців, професори І. Ф. Гончаревич та Л. П. Стрельников [4] обмежились лише встановленням параметрів без врахування жорсткості віброізоляторів. В дослідженнях А. Н. Рабіновича, В. О. Яхимовича, Б. Ю. Бочка [5] увага зосереджена лише на встановленні значення резонансної жорсткості, а вплив на неї віброізоляційної не розглядався. Комплексного ж підходу до встановлення інерційно-жорсткісних параметрів перерахованими авторами не було остаточно сформовано. А звідси висновок: розрахунки були досить наближеними.

### Постановка проблеми

Дану лінію вирішено реалізовувати у вигляді декількох вібротранспортерів, сумарна довжина яких 8 м. Це пов'язано з технологічністю виготовлення, адже у такому випадку легше обробляти і монтувати відносно недовгомірні вироби. Крім того, легше забезпечити необхідну жорсткість робочого органа, власна частота якого повинна бути вищою у декілька разів, порівняно з вимушеною частотою коливань.

Спочатку передбачалось розробити вібраційні транспортери реалізовані за одномасовою схемою, проте, як виявилось, така конструкція є непридатною з економічного боку. Зупинимось на обґрунтуванні цього твердження.

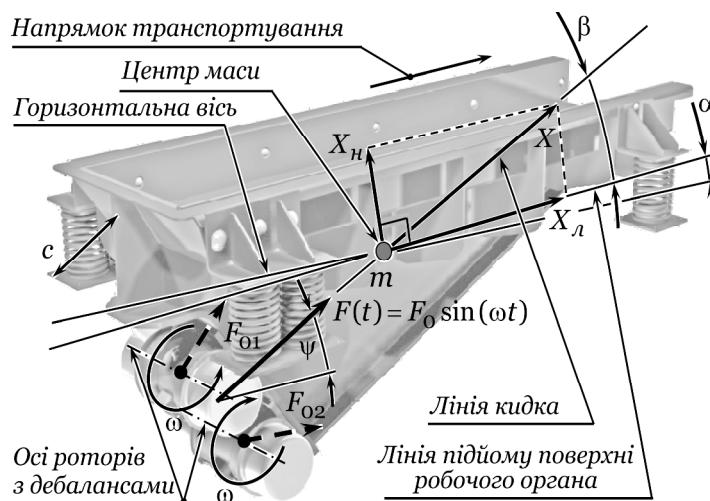


Рис. 2. Інерційний віброживильник із напрямленими коливаннями фірми Vipro Vibrating Products

Fig. 2. Vipro Vibrating Products inertial vibrating feeder with directional oscillations

### Аналіз одномасової системи

1. Передусім попередньо встановимо кінематичні параметри вібротранспортера, які він повинен розвивати, щоб забезпечити задану швидкість (рис. 2). Тож, щоб забезпечити примусове транспортування сипкого середовища чи штучних виробів, робочому органу одномасових вібраційних транспортерів, сепараторів, живильників тощо надають, переважно, певний кут кидання  $\beta$ , що задають вектором знакозмінної сили збурення та коректують кутом  $\alpha$  піднімання (опускання) поверхні робочого органа. Його (кут кидання) можна задати і нахилом пружних вузлів, що з'єднують робочий орган із фундаментом. Зрозуміло, що їх розрахунок виконують з умов віброізоляції. Тобто кут кидання  $\beta$  визначається як:

$$\beta = \psi \mp \alpha, \quad (1)$$

де  $\psi$  – кут нахилу відносно вертикалі елементів пружних вузлів або кут дії вектора сили збурення відносно горизонталі;  $\alpha$  – кут піднімання (використовується знак (-)) або опускання (знак (+)) поверхні робочого органа. Тож, коли робочий орган розташований під певним кутом  $\alpha$  до горизонту, середовище завантаження може транспортуватись догори або опускатись.

Для вібраційного живильника на рис. 2 напрямлений вектор сили збурення формується за рахунок двох спарених моторів-вібраторів, ротори яких синхронно обертаються один назустріч одному. Завдяки цьому амплітуда коливань  $X$  робочого органа також напрямлена під кутом і збігається з напрямком сили збурення. Тож, якщо забезпечити напрямлений рух робочого органа, середовище не просто підкидається вгору, а за рахунок горизонтальної складової амплітуди  $X$  відбувається кидок і в бік транспортування [6].

Амплітуду коливань робочого органа  $X$  можна розкласти на лінійну  $X_l = X \cos \beta$  (вздовж поверхні робочого органа) і нормальну  $X_n = X \sin \beta$  (перпендикулярно до поверхні робочого органа) складові. За підкидання відповідає складова  $X_n$ , а за швидкість транспортування –  $X_l$ . Ці складові повинні бути узгоджені між собою, щоб забезпечувати ефективне транспортування. Для цього необхідно, щоб кут кидання лежав у межах:

$$\beta \approx 15^\circ \dots 35^\circ \text{ для } N = 50 \text{ Гц}; \quad \beta \approx 7^\circ \dots 15^\circ \text{ для } N = 100 \text{ Гц}, \quad (2)$$

причому що більшу швидкість транспортування необхідно забезпечити, то менше значення кута (рис. 3). Це пов'язано з тим, що для транспортування необхідний мікрокидок, а це можливо тоді, коли нормальна складова  $X_n$  амплітуди коливань набуває певного значення і лежить у визначених межах для різних типів середовищ завантаження. Швидкість транспортування регулюється лінійною складовою  $X_l$ . Тож, що більша швидкість, то пологіший напрям амплітуди коливань до горизонту, адже нормальна складова постійна.

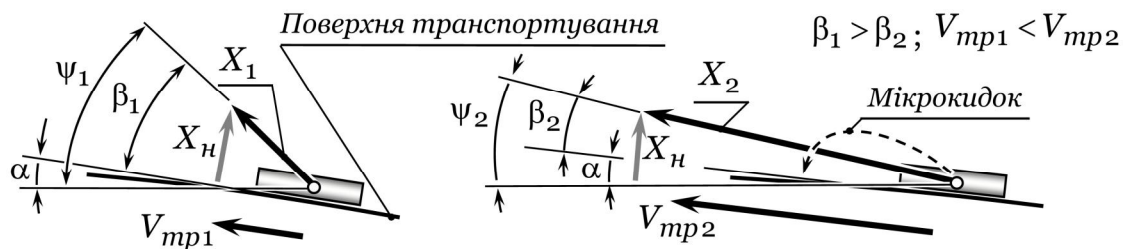


Рис. 3. Швидкість транспортування  $V_{тр}$ , залежно від амплітуди коливань  $X$  та кута кидання  $\beta$

Fig. 3. Transport speed depending  $V_{тр}$  on the amplitude of oscillations  $X$  and the throwing angle  $\beta$

Для вібраційних транспортних засобів із напрямленими коливаннями коефіцієнт перевантаження  $\xi$ , з урахуванням геометрії, відображеної на рис. 2 та рис. 3, визначатимемо як:

$$\xi = \frac{X \omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha}. \quad (3)$$

Згідно з рекомендаціями, значення коефіцієнта перевантаження  $\xi$  переважно лежить у межах:

$$1.2 < \xi < \sqrt{1 + \pi^2} = 3.3, \quad (4)$$

причому більше значення може прийматись для порошкоподібних середовищ, менше – для крупнокускових та для поштучного подавання виробів, деталей тощо. Зауважимо, що за  $\xi > 1$  уже спостерігатиметься відривання середовища завантаження від поверхні транспортування.

Усі технологічні параметри транспортера (амплітуда та частота вимушених коливань, кут кидання), які необхідно обґрунтувати, насамперед повинні забезпечувати певну швидкість

транспортування, яка, власне, прямо впливає на продуктивність. А цей параметр характеризує саму вібраційну машину. Тож швидкість транспортування сипкого середовища чи одиничних деталей по поверхні робочого органа визначається лінійною швидкістю руху самої поверхні, максимальне (амплітудне) значення якої становить:

$$V_{\max} = X_L \omega = X \omega \cos \beta. \quad (5)$$

Закон зміни швидкості поверхні за умови, що коливання гармонійні, запишеться як:

$$v(t) = V_{\max} \sin(\omega t), \quad (6)$$

а діюче значення  $V_{\partial}$  знакозмінної швидкості  $v(t)$  становитиме

$$V_{\partial} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v(t)^2 dt} = \sqrt{\frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (V_{\max} \sin(\omega t))^2 dt} = \frac{1}{\sqrt{2}} V_{\max}, \quad (7)$$

де  $T = 2\pi/\omega$  – період, на якому відбувається інтегрування.

Використовуючи (5), вираз (7) запишемо як:

$$V_{\partial} = \frac{1}{\sqrt{2}} X \omega \cos \beta. \quad (8)$$

Згідно з (8), можна було б встановлювати діюче значення швидкості транспортування середовища завантаження. Та на його швидкість можуть впливати різні чинники (нерівність поверхні, проковзування по поверхні), що понижують її. Тому у вираз (8) необхідно додатково ввести коефіцієнт швидкості  $k_{ш}$ , що визначається експериментально і залежить від матеріалу, що транспортується, кута нахилу  $\alpha$  поверхні, по якій здійснюється транспортування, кута кидання  $\beta$  та коефіцієнта перевантаження  $\xi$ . Його значення приблизно лежить у межах:

$$k_{ш} \approx 0.8 \dots 1.2, \quad (9)$$

причому більше значення коефіцієнта швидкості  $k_{ш}$  приймати для транспортування крупнокускового середовища, менше – для дрібнодисперсного.

Зауважимо, що в цьому випадку параметр  $k_{ш}$  коректує швидкість транспортування середовища завантаження щодо діючого значення швидкості поверхні робочого органа вібраційної установки, а не відносно її максимального (амплітудного) значення  $V_{\max} = X \omega \cos \beta$ . Якби ми оперували максимальною швидкістю на поверхні робочого органа, то значення  $k_{ш}$  у рекомендаціях (9) потрібно було б зменшити в  $\sqrt{2}$ . Тоді б параметр  $k_{ш}$  лежав у межах  $\approx 0.55 \dots 0.85$ , як часто вказують у літературі. Коефіцієнт швидкості можна відобразити аналітично:

$$k_{ш} \approx \frac{4\sqrt{2}}{\pi} \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) \left(1 + \frac{1}{\xi^2}\right) = 1.8 \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) \left(1 + \frac{1}{\xi^2}\right), \quad (10)$$

а коефіцієнт перевантаження він рекомендує приймати в межах  $\xi \in 1.4 \dots 2.8$ . У такому випадку вираз (8) з урахуванням коефіцієнта швидкості  $k_{ш}$  та оперуючи коловою частотою вимушених коливань  $\Omega$ , запишемо у вигляді:

$$V_{mp} = \frac{k_{ш}}{\sqrt{2}} X \Omega \cos \beta = \frac{k_{ш}}{\sqrt{2}} X_i \omega \cos(\psi - \alpha), \quad (11)$$

що є не що інше, як діюча швидкість транспортування деталей. Часто, під час проектування, необхідно брати за основу саме продуктивність  $Q$ , яка пов'язана зі швидкістю транспортування залежністю

$$Q_i = V_{mp} k_{запов} / l_{\partial}, \quad [\text{штук/с}], \quad (12)$$

де  $l_{\partial}$  – довжина деталі (виробу);

$$k_{запов} \approx 0.3 \dots 0.7 \quad (13)$$

– коефіцієнт заповнення, що враховує наявність проміжків між деталями.

Із виразів (11) та (12) отримуємо, що амплітуда  $X$  лінійних коливань поверхні робочого органа

$$X = \frac{\sqrt{2} Q l_{\theta}}{\omega k_{завнов} k_{ш} \cos \beta} \quad (14)$$

Невідомим параметром залишається кут кидання  $\beta$ . Для того, щоб обґрунтувати значення кута кидання  $\beta$ , повернемося до параметра перевантаження, який визначатиметься згідно із (3). Розв'язуючи як систему рівнянь (3) та (14) та розглядаючи коливання на вимушеній частоті, коли  $\omega = \Omega$ , одержимо:

$$X_i = \frac{\sqrt{k_{завнов}^2 k_{ш}^2 \xi^2 g^2 \cos^2(\alpha) + 2\Omega^2 l_{\theta}^2 Q^2}}{\Omega^2 k_{завнов} k_{ш}}; \quad (15)$$

$$\beta = \arccos \left( \frac{\sqrt{2} Q l_{\theta} \Omega}{\sqrt{k_{завнов}^2 k_{ш}^2 \xi^2 g^2 \cos^2(\alpha) + 2\Omega^2 l_{\theta}^2 Q^2}} \right). \quad (16)$$

Зауважимо, що кут кидання  $\beta$ , залежно від циклічної частоти вимушених коливань, переважно лежить у межах, які вказані в умовах (2). Якщо ж задано швидкість транспортування  $V_{mp}$ , то, розв'язуючи сумісно (3) та (11), отримаємо:

$$X = \frac{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha) k_{ш}^2 + 2\Omega^2 V_{mp}^2}}{\Omega^2 k_{ш}}; \quad (17)$$

$$\beta = \arccos \left( \frac{\sqrt{2} V_{mp} \Omega}{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha) k_{ш}^2 + 2\Omega^2 V_{mp}^2}} \right). \quad (18)$$

Отже, за допомогою виразів (15)–(18) можна знайти необхідну лінійну амплітуду коливань поверхні робочого органа та кут  $\psi$  нахилу пружних елементів (нахил моторів-вібраторів) з технологічних умов.

**Прикладний розрахунок.** Вихідним показником для формування раціональних кінематичних параметрів руху робочого органа є продуктивність, що прямо впливає на швидкість транспортування [6]. Вважаємо, що продуктивність  $Q = 1 \text{ ящик/с}$ , які транспортуються довшою стороною  $s = 270 \text{ мм}$ . Тож середня швидкість транспортування становитиме

$$V_{mp} = Q \cdot s = 1 \cdot 0.27 = 0.27 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 270 \frac{\text{мм}}{\text{с}}. \quad (19)$$

Приймаємо значення коефіцієнта перевантаження  $\xi = 2.2$ , що дозволить досягнути високого коефіцієнта швидкості по поверхні робочого органа. Тож коефіцієнт швидкості відносно діючого значення, згідно із (10), становитиме

$$k_{ш} = 1.8 \left( 1 - \frac{1}{\xi} \right) \left( 1 + \frac{1}{\xi^2} \right) = 1.8 \cdot \left( 1 - \frac{1}{2.2} \right) \left( 1 + \frac{1}{2.2^2} \right) = 1.18.$$

Відносно максимальної амплітуди коливань він становитиме

$$k_{ш} / \sqrt{2} = 1.18 / \sqrt{2} = 0.83.$$

Передбачено, що кут підйому при транспортуванні  $\alpha = 1^\circ$ . Оскільки ми розглядаємо одно-масову конструкцію, то єдиноможливим приводом може слугувати інерційний [7, 8]. Нехай колова частота вимушених коливань  $\Omega = 100 \text{ рад/с}$  ( $N = 16 \text{ Гц}$ ), для чого використовуватимуться низько-частотні мотори-вібратори, синхронна частота яких  $1000 \text{ об/хв}$ . Тоді амплітуда  $X$  коливань робочого органа, згідно із (17), дорівнюватиме:

$$X = \frac{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha) k_{ш}^2 + 2\Omega^2 V_{mp}^2}}{\Omega^2 k_{ш}} = \frac{\sqrt{2.2^2 \cdot 9.81^2 \cdot \cos^2(1^\circ) \cdot 1.18^2 + 2 \cdot 100^2 \cdot 0.27^2}}{100^2 \cdot 1.18} = 0.0039 \text{ м},$$

а кут кидання  $\beta$ , згідно із (18):

$$\beta = \arccos \left( \frac{\sqrt{2} V_{mp} \Omega}{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha) k_{ш}^2 + 2\Omega^2 V_{mp}^2}} \right) =$$

$$= \arccos \left( \frac{\sqrt{2} \cdot 0.27 \cdot 100}{\sqrt{2.2^2 \cdot 9.81^2 \cos^2(1^\circ) \cdot 1.18^2 + 2 \cdot 100^2 \cdot 0.27^2}} \right) = 0.59 \text{ рад} \approx 34^\circ .$$

2. Обґрунтуємо розрахункову масу  $m$  (рис. 4) коливальної системи, яку використовуватимемо під час розрахунків.

Вона складається з маси лотка  $m_{лот}$ , маси моторів-вібраторів  $m_{мот}$ , що жорстко з'єднані з ним ( $m_{лот}$  та  $m_{мот}$  утворюють робочий орган  $m_{po}$ ), та частини маси завантаження  $k_{np} m_{зав}$ , яка умовно приєднується до робочого органа  $m_{po}$ . Тут  $k_{np}$  – частка маси завантаження  $m_{зав}$ , що умовно приєднується до робочого органа. Тобто,

$$m = m_{лот} + m_{мот} + k_{np} m_{зав} =$$

$$= m_{po} + k_{np} m_{зав} . \quad (20)$$

Згідно із рекомендаціями, маса робочого органа  $m_{po}$  повинна бути співмірною з масою завантаження  $m_{зав}$ , тобто

$$m_{po} \approx m_{зав} . \quad (21)$$

#### Прикладний розрахунок. Масу завантаження

$m_{зав}$  шукаємо з таких міркувань. Допустимо, довжина лотка, по якому транспортуються вироби, становить  $l_{лот} = 2700 \text{ мм}$ , що дозволить використати три вібротранспортери, забезпечивши необхідну дальність транспортування  $8 \text{ м}$ . Якщо розглянути найгірший випадок, коли по лотку вироби рухатимуться зі швидкістю  $V_{mp} = 270 \text{ мм/с}$ , забезпечуючи граничну мінімальну продуктивність  $Q = 1 \text{ ящик/с}$ , то на лотку поміститься 10 таких ящиків сумарною масою до  $120 \text{ кг}$ . Тобто маса завантаження

$$m_{зав} = 120 \text{ кг} .$$

Можна було б, посилаючись на (21), зазначити, що  $m_{po} \approx 120 \text{ кг}$ , проте це поспішне рішення. По перше необхідно обґрунтувати параметри самого лотка. Крім того, до маси робочого органа, яку складає лоток, по якому транспортуються вироби (завантаження), в одномасових конструкціях необхідно враховувати і масу привода (масу двох моторів-вібраторів  $m_{мот}$ ), а низькочастотні вібратори самі по собі важкі.

Тож, маса лотка формується конструктивно. Так, використаємо швелер № 22 із простої вуглецевої сталі довжиною  $l_{лот} = 2700 \text{ мм}$  та масою  $m_{лот} = 62.7 \text{ кг}$  (рис. 5, а).

Поверхні швелера технологічно оброблені. Його габарити дозволять транспортувати ящики шириною  $180 \text{ мм}$  між двома стінками (полічками). Перша власна частота коливань лотка  $\nu_в = 59.4 \text{ Гц}$ , що значно вища за вимушену  $N = 16 \text{ Гц}$ .

Нехай, частка маси завантаження  $m_{зав} = 120 \text{ кг}$ , яка умовно приєднується до робочого органа, становить лише  $k_{np} = 30\%$ , то сумарна маса лотка із умовно приєднаним завантаженням становитиме:

$$m_{лот} + k_{np} \cdot m_{зав} = 62.7 + 0.3 \cdot 120 \approx 99 \text{ кг} .$$

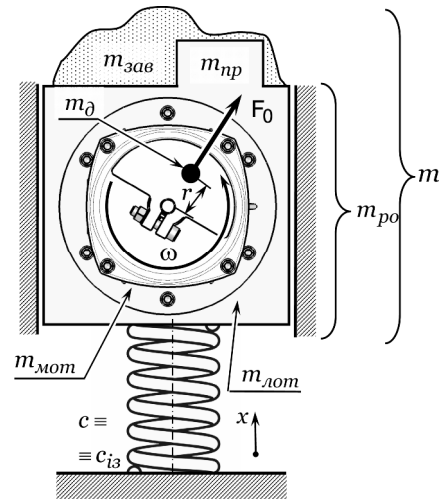


Рис. 4. Розрахункова схема вібраційного транспортера

Fig. 4. Calculation scheme of the vibrating conveyor

Тож, щоб знайти розрахункову масу, невідомим параметром залишається маса приводу  $m_{\text{мот}}$  (двох моторів-вібраторів), що жорстко кріпиться до лотка і здійснює із ним коливальний рух як одне ціле. Щоб знайти  $m_{\text{мот}}$  необхідно знати, яку потужність споживає віброустановка. По суті, це замкнене коло. Спробуємо встановити розрахункову масу  $m$  і потужність приводу  $N$  як параметри, що взаємопов'язані.

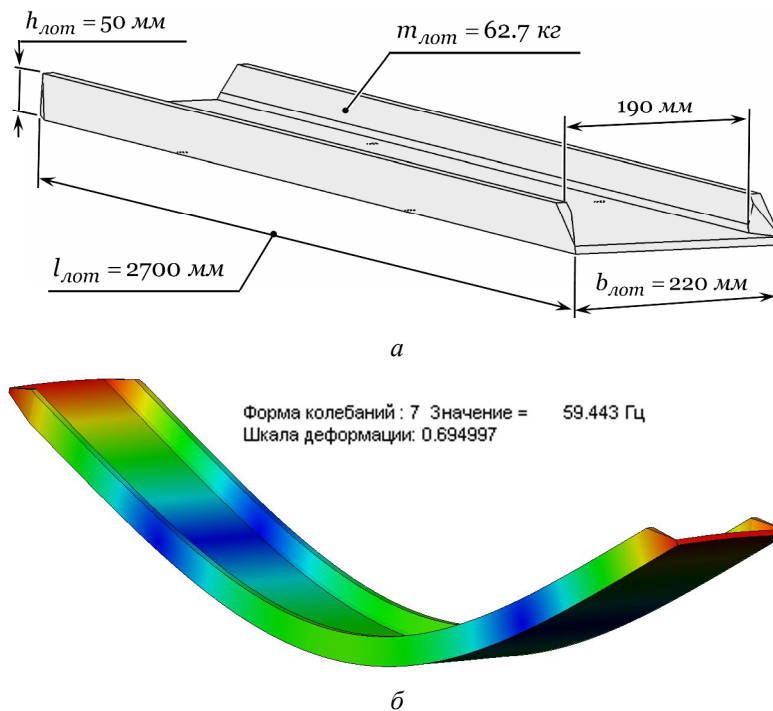


Рис. 5. Габарити лотка (а) та його перша власна частота коливань  
 Fig. 5. Dimensions of the tray (a) and its first natural frequency of oscillation

3. Потужність для лінійного переміщення – це добуток сили на швидкість. Під час коливального процесу ці параметри змінюються. Дійсне значення потужності, за яким завжди підраховуватимемо витрати енергії на збурення одномасової коливальної системи, встановлюється так:

$$N = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [F(t) \cdot \dot{x}(t)]^2 dt}. \tag{22}$$

де

$$F(t) = F_0 \sin(\omega t) \tag{23}$$

– закон зміни сили збурення;

$$\dot{x}(t) = X \omega \cos(\omega t - \varphi) \tag{24}$$

– закон зміни швидкості руху коливальної маси;

$$T = 2\pi / \omega \tag{25}$$

– період, на якому відбувається інтегрування.

Параметр амплітудного значення сили збурення  $F_0$  встановлюють згідно із

$$F_0 = X \sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2}. \tag{26}$$

Отож, для схеми на рис. 4, підставляючи в (22) вирази (23)–(26), отримуємо:

$$N = \sqrt{\frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \left( X \sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2} \sin(\omega t) \cdot X \omega \cos(\omega t - \varphi) \right)^2 dt}; \tag{27}$$



Розглянемо випадок критичного зсуву фаз  $\varphi = \varphi_{кр} = \pi/2$ , а саме коли споживана потужність набуває максимального значення. Якщо виконати інтегрування (27) на періоді  $T = 2\pi/\omega$ , вираз, що встановлює мінімально необхідну дійсну потужність  $N$  приводу, враховуючи ККД приводу  $\eta$ , набуде такого вигляду:

$$N = \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega X^2 \sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2} \text{ і тотожний } N = \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega X F_0. \quad (28)$$

Вираз (28) можна записати і через коефіцієнт динамічності системи  $\lambda$ , що має вигляд

$$\lambda = \frac{m\omega^2}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (\mu\omega)^2}}. \quad (29)$$

Тож, для системи на рис. 4, якщо використати (29), вираз (28) набуде такого вигляду:

$$N = \frac{\sqrt{6} m \omega^3 X^2}{4\lambda\eta} \text{ і тотожне з } N = \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega X \frac{m\omega^2 X}{\lambda} = \frac{\sqrt{6}}{4\eta} \omega X F_0. \quad (30)$$

Проаналізуємо випадок, коли масу  $m$  встановлено на віброізоляторах жорсткістю  $c$ , тобто на “м’яких” пружних елементах (схема притаманна коливальним системам зі збуренням у далеко зарезонансних режимах, як у нашому випадку). Враховуючи це, обґрунтовано можна знехтувати жорсткістю віброізоляторів, а коефіцієнт динамічності прийняти  $\lambda \approx 1$ . В’язкий опір враховано під час інтегрування з критичним зсувом фаз  $\varphi = \varphi_{кр} = \pi/2$  між переміщенням і силою. У такому випадку вираз (30) набуде спрощеного вигляду:

$$N \approx \frac{\sqrt{6} m \omega^3 X^2}{4\eta}. \quad (31)$$

Потужність ми уже знаємо як встановити. Проте невідомим є маса приводу, яка унеможливує встановлення розрахункової маси  $m$ . Дійсно, по два боки лотка жорстко кріпитимуться мотори-вібратори з невідомими поки характеристиками. Ці мотори-вібратори на пряму впливатимуть на потужність, адже для їх приведення в рух необхідно затратити також потужність.

Для полегшення оптимального пошуку мотор-вібраторів розглянемо продукцію фірми Venanzetti Vibrazioni Milano, співвідношення маси вібратора  $m_{віб}$  до його потужності складає

$$k_{m_{віб}/N} = \frac{m_{віб}}{N} \approx 0.07 \frac{кг}{Вт}. \quad (32)$$

У такому випадку, використовуючи (20), (31) та (32), ми можемо скласти систему рівнянь:

$$\begin{cases} N \approx \frac{\sqrt{6}(m_{лот} + 2m_{віб} + k_{нр} \cdot m_{зав})\omega^3 X^2}{4\eta}; \\ N = \frac{2m_{віб}}{k_{m_{віб}/N}}, \end{cases} \quad (33)$$

звідки маса одного мотор-вібратора

$$m_{віб} = \frac{\sqrt{6}(m_{лот} + k_{нр} \cdot m_{зав})\omega^3 X^2 k_{m_{віб}/N}}{2(4\eta - \sqrt{6}\omega^3 X^2 \cdot k_{m_{віб}/N})} = \quad (34)$$

$$= \frac{\sqrt{6}(62.7 + 0.3 \cdot 120) \cdot 100^3 \cdot 0.0039^2 \cdot 0.07}{2(4 \cdot 0.8 - \sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0039^2 \cdot 0.07)} = 217.4 \text{ кг},$$

а сумарна потужність приводу (двох мотор-вібраторів)

$$m_{віб} = \frac{\sqrt{6}(m_{лот} + k_{нр} \cdot m_{зав})\omega^3 X^2}{4\eta - \sqrt{6}\omega^3 X^2 \cdot k_{m_{віб}/N}} = \quad (35)$$

$$= \frac{\sqrt{6}(62.7 + 0.3 \cdot 120) \cdot 100^3 \cdot 0.0039^2}{4 \cdot 0.8 - \sqrt{6} \cdot 100^3 \cdot 0.0039^2 \cdot 0.07} = 6211 \text{ Вт},$$

або ж, використовуючи (32):

$$N = \frac{2m_{\text{віб}}}{k_{m_{\text{віб}}/N}} = \frac{2 \cdot 217.4}{0.07} = 6211 \text{ Вт.} \quad (36)$$

У якості привода обираємо модель мотор-вібратора VV62B/6 потужністю  $N_1 = 3.1 \text{ кВт}$  та масою  $m_{\text{віб}} = 217.4 \text{ кг}$  (рис. 6). Для такого типу транспортера сумарна коливальна маса, що приводиться в рух, становитиме

$$m = m_{\text{лот}} + 2m_{\text{віб}} + k_{\text{пр}} \cdot m_{\text{зав}} = 62.7 + 2 \cdot 217 + 0.3 \cdot 120 \approx 533 \text{ кг}.$$

Якщо перерахувати систему для випадку, коли продуктивність  $Q = 2 \text{ ящики/с}$ , як це вимагається замовником, то середня швидкість транспортування, згідно із (19) становитиме

$$V_{\text{тр}} = Q \cdot s = 2 \cdot 0.27 = 0.54 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 540 \frac{\text{мм}}{\text{с}},$$

амплітуда коливань робочого органа, згідно з (17), буде  $X = 6.5 \text{ мм}$ , а кут кидання, згідно з (18),  $\beta = 25^\circ$ .

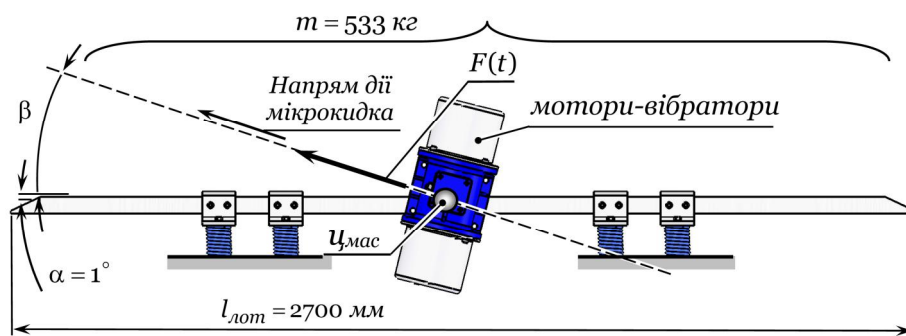


Рис. 6. Принципова схема одномасової конструкції вібраційного транспортера з інерційним приводом

Fig. 6. Schematic diagram of a one-mass design of a vibrating conveyor with an inertial drive

Схема, зображена на рис. 6, має такі параметри: сумарна маса  $533 \text{ кг}$ ; довжина робочого органа  $2.7 \text{ м}$ ; споживана потужність  $6.2 \text{ кВт}$ ; колова частота вимушених коливань  $\Omega = 100 \text{ рад/с}$ ; швидкість транспортування  $270 \text{ мм/с}$ .

Підібрати привод для системи з такими параметрами нереально. Тож таку конструкцію на одномасовій схемі реалізувати неможливо. Крім того, одномасова система має і свої недоліки. Розташовуючись на м'яких пружних елементах (віброізоляторах), робочий орган чутливий до завантаження (розвантаження) його кінців. Центр маси коливальної системи під час завантаження (розвантаження) зміщуватиметься і порушуватиметься принцип, згідно із яким вектор сили збурення, що напрямлений під певним кутом, повинен проходити через центр маси системи. Це призводитиме до виникнення паразитних коливань. Таким системам притаманні значні перехідні амплітуди коливань під час запуску (зупинки) привода. З огляду на це, від одномасової конструкції необхідно відмовитись.

Враховуючи сказане вище, вирішено відмовитись від одномасової конструкції і використати двомасову, котра складніша, проте може забезпечити значно вищі амплітуди коливань, а отже, і швидкість транспортування та знижене споживання потужності завдяки використанню резонансних режимів [9-20].

### Аналіз двомасової конструкції

**Вибір привода.** Двомасову коливальну систему можна реалізувати кількома способами. Можна реалізувати систему з ексцентриковим приводом, проте ексцентриситет на валі повинен бути мінімум  $\varepsilon_{\text{мін}} = 6.5 \text{ мм}$ , що не зовсім добре, адже цей вузол сприйматиме значні динамічні

навантаження, навіть, якщо конструкцію спробувати реалізувати резонансною. Електромагнітний привод також не придатний, з огляду на те, що амплітуда коливань робочого органа повинна бути  $X = 6.5 \text{ мм}$ , а отже, повітряний проміжок між якорем та осердям із котушкою повинен бути більшим  $6.5 \text{ мм}$ , що призводитиме до значних втрат магнітного потоку.

Як і в одномасовій системі на рис. 6, в двомасовій оптимально використовувати інерційний привод [7, 8]. У такому випадку конструкцію необхідно реалізувати резонансною. Для цього потрібно вводити резонансні пружні елементи. Найпростіше було б використати плоскі пружні елементи, які доволі просто кріпити та виготовляти, застосовуючи полоси пружинних сталей (рис. 7).

Проте, як побачимо нижче, це конструктивно нераціонально. Так, розглянемо двомасову коливальну систему, у якої робочий орган у вигляді лотка із завантаженням складає, як і у одномасовій конструкції

$$m_1 = m_{\text{лот}} + k_{\text{пр}} \cdot m_{\text{зав}} = 62.7 + 0.3 \cdot 120 \approx 99 \text{ кг} .$$

Реактивна маса, до якої закріплено два моторвібратори, нехай буде

$$m_2 \approx 300 \text{ кг} .$$

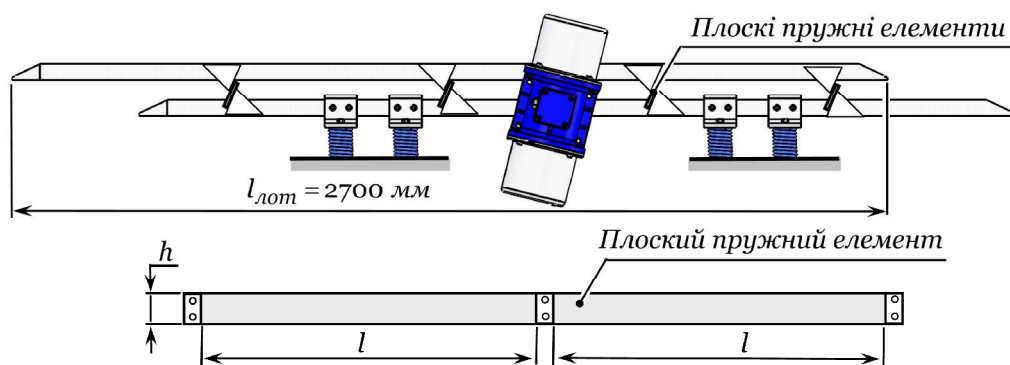


Рис. 7. Принципова схема резонансної двомасової конструкції вібраційного транспортера з інерційним приводом

Fig. 7. Schematic diagram of a resonant two-mass design of a vibrating conveyor with an inertial drive

Розрахункова жорсткість резонансного пружного вузла, за умови, що резонансне налагодження  $z = 0.96$ , становитиме

$$c_{12} = \left( \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right) \left( \frac{\Omega}{z} \right)^2 = \left( \frac{99 \cdot 300}{99 + 300} \right) \left( \frac{100}{0.96} \right)^2 = 1.82 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}} . \quad (37)$$

Для забезпечення необхідної жорсткості  $c_{12}$  заплановано використати вісім пружних елементів. У такому випадку кількість робочих ділянок, які працюють на згин, становить  $n = 16$ . Матеріалом пружних елементів вибираємо сталь, модуль пружності розтягу якої  $E = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ , а нормальне допустиме напруження під дією симетричного циклічного навантаження  $[\sigma_{-1}] = 170 \text{ МПа}$ . Зазначимо, що прийняте значення  $[\sigma_{-1}]$  занижене для якісних термічно оброблених пружних сталей, в яких воно може становити і  $420 \text{ МПа}$ . Однак такий підхід дає змогу закласти істотний запас за міцністю, уникаючи виникнення критичних напружень.

Реактивна маса матиме амплітуду коливань

$$X_2 = X_1 (z^2 (m_1 + m_2) - m_2) / m_2 = 6.5 \cdot (0.96^2 \cdot (99 + 300) - 300) / 300 = 1.5 \text{ мм} . \quad (38)$$

У такому випадку відносна амплітуда коливань буде такою:

$$X_{\text{від}} = X_1 + X_2 = 8 \text{ мм} . \quad (39)$$

Використаємо чотири плоскі пружини (рис. 7), кожна з яких має дві робочі ділянки. Сумарна кількість робочих ділянок  $n = 8$ . Приймаємо ширину кожної  $h = 100 \text{ мм}$ . Допустимо, коефіцієнт концентрації напружень  $k_k = 1.2$ , коефіцієнт защемлення пружних елементів  $k_z = 0.8$ , модуль пружності  $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , допустимі напруження  $[\sigma] = 170 \text{ МПа}$ . Мініміально необхідну довжину робочих ділянок  $l$  пружних елементів встановимо з умови міцності:

$$l_{\min} = 3\delta k_k \sqrt[3]{\frac{c_{12} E^2}{h n k_z [\sigma]^3}} = 3 \cdot 0.008 \cdot 1.2 \times \sqrt[3]{\frac{1.82 \cdot 10^6 \cdot (2.1 \cdot 10^{11})^2}{0.1 \cdot 8 \cdot 0.8 \cdot [170 \cdot 10^6]^3}} = 0.848 \text{ м}, \quad (40)$$

що не раціонально, адже такі елементи є масивні, нетехнологічні і дорогі у виготовленні. Звичайно можна використовувати більшу кількість пружних елементів, що дозволить знизити робочу довжину, проте таке нарощення також недоцільне.

У будь-якому випадку для того, щоб забезпечити високу відносну амплітуду коливань мас, необхідно застосовувати довгомірні пружні елементи. Тож спробуємо проробити конструкцію на базі витих пружних елементах, що є компактні зі значною довжиною дроту, що навивається.

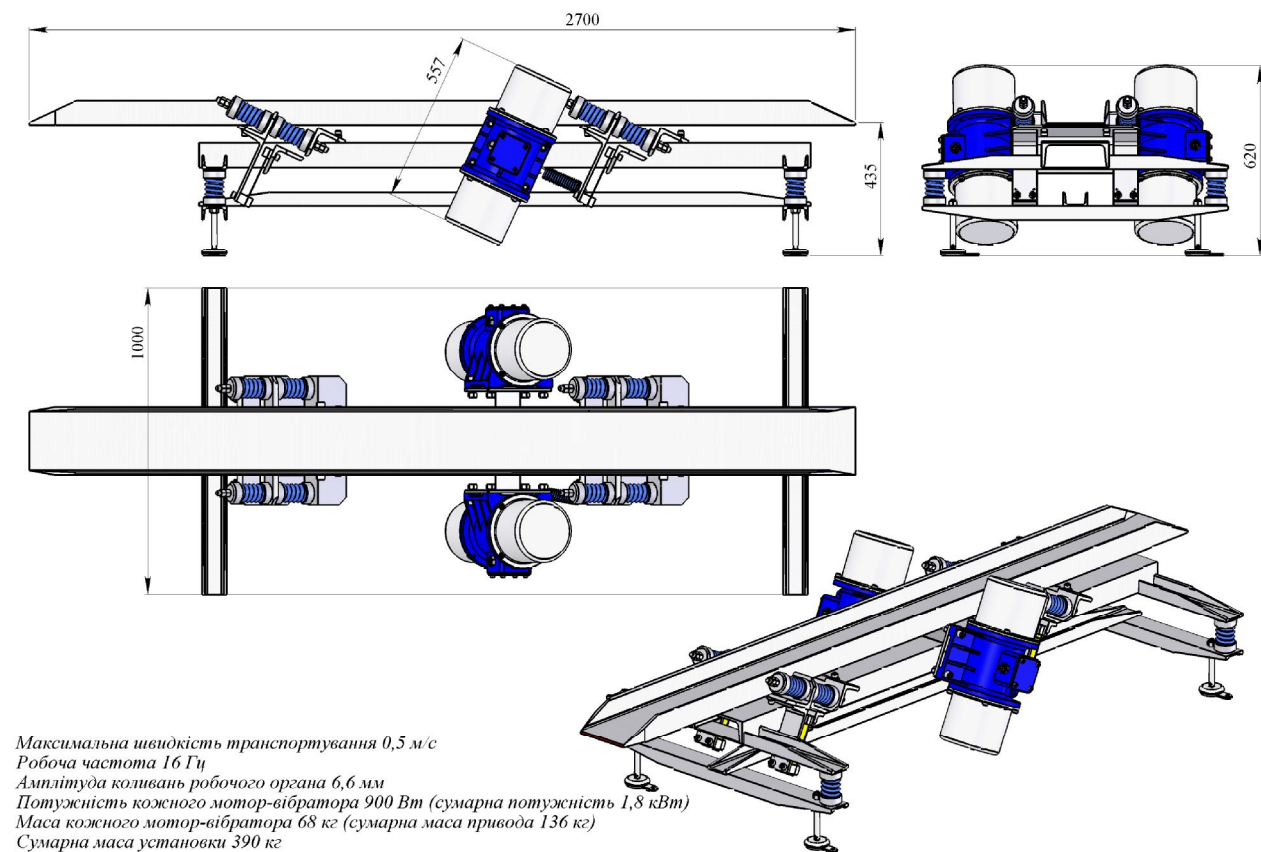


Рис. 8. Двомасовий резонансний вібраційний транспортер з інерційним приводом

Fig. 8. Two-mass resonant vibration conveyor with an inertial drive

Обґрунтуємо ключові параметри такого вібротранспортера.

*Кінематичні параметри.* Приймаємо коефіцієнт перевантаження на поверхні робочого органа  $\xi = 2.8$ , що дозволить досягнути високого коефіцієнта швидкості. Тож коефіцієнт швидкості відносно діючого значення становитиме [1]:

$$k_{ш} = 1.8 \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) \left(1 + \frac{1}{\xi^2}\right) = 1.8 \cdot \left(1 - \frac{1}{2.8}\right) \left(1 + \frac{1}{2.8^2}\right) = 1.3. \quad (41)$$

Колова частота вимушених коливань, як і в одномасовій конструкції, становить  $\Omega = 100 \text{ рад/с}$  ( $N = 16 \text{ Гц}$ ), для чого використовуватимуться низькочастотні мотори-вібратори, синхронна частота яких  $1000 \text{ об/хв}$ . Тоді амплітуда  $X$  коливань робочого органа, згідно із (17), становитиме

$$X = \frac{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha) k_{\text{ш}}^2 + 2\Omega^2 V_{\text{мп}}^2}}{\Omega^2 k_{\text{ш}}} = \frac{\sqrt{2.8^2 \cdot 9.81^2 \cdot \cos^2(1^\circ) \cdot 1.3^2 + 2 \cdot 100^2 \cdot 0.54^2}}{100^2 \cdot 1.3} = 0.0065 \text{ м},$$

а кут кидання  $\beta$ , згідно із (18):

$$\beta = \arccos \left( \frac{\sqrt{2} V_{\text{мп}} \Omega}{\sqrt{\xi^2 g^2 \cos^2(\alpha) k_{\text{ш}}^2 + 2\Omega^2 V_{\text{мп}}^2}} \right) =$$

$$= \arccos \left( \frac{\sqrt{2} \cdot 0.54 \cdot 100}{\sqrt{2.8^2 \cdot 9.81^2 \cos^2(1^\circ) \cdot 1.3^2 + 2 \cdot 100^2 \cdot 0.54^2}} \right) = 0.44 \text{ рад} \approx 25.25^\circ.$$

Приймаємо  $\beta = 25^\circ$ . Високий коефіцієнт динамічності дає нам ще одну перевагу. Якщо ми захочемо знизити швидкість, для прикладу  $V_{\text{мп}} = 0.4 \text{ м/с}$ , що відповідатиме продуктивності  $Q = 1 \text{ ящик/с}$ , то, за кута  $\beta = 25^\circ$ , необхідна амплітуда коливань робочого органа буде  $X = 0.004 \text{ м}$ , а перевантаження складатиме  $\xi = 1.8$ , забезпечуючи задовільний процес транспортування.

*Формування динамічної моделі*

*Встановлення інерційних та жорсткісних параметрів.* Робочий орган (лоток) утворює масу  $m_{\text{ро}} = 83.9 \text{ кг}$  (рис. 9, а)

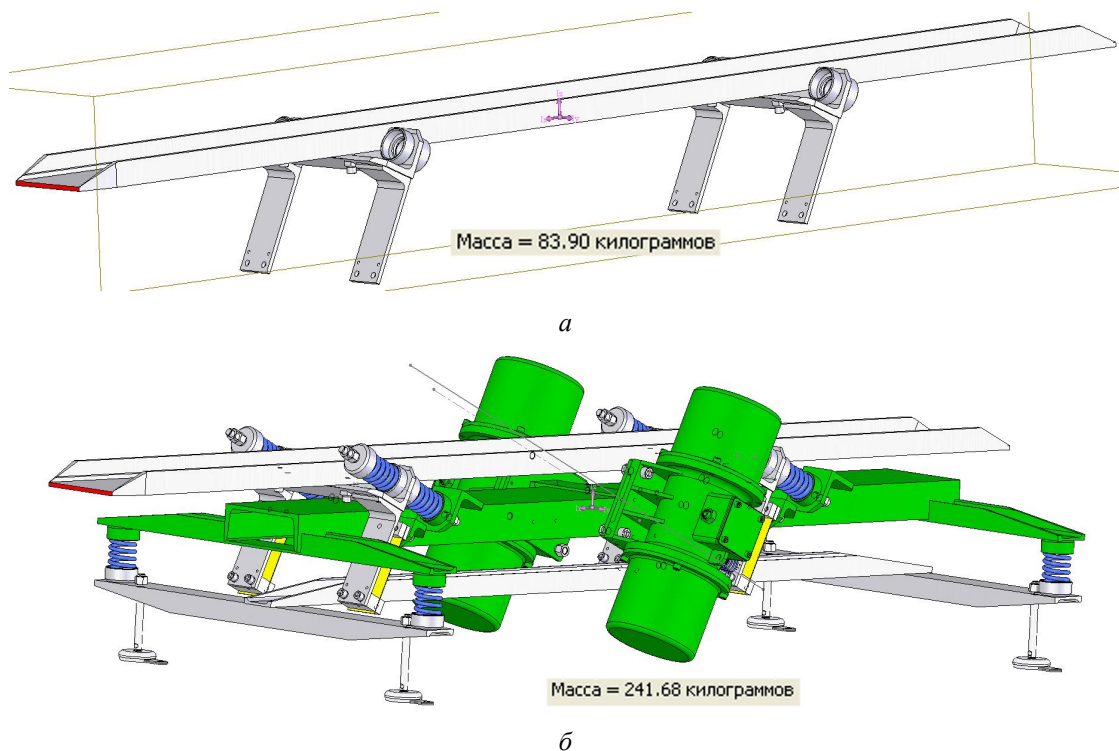


Рис. 9. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006 з розрахунком маси: а – активної коливальної маси; б – реактивної коливальної маси

Fig. 9. Fragments of SolidWorks 2006 software windows with mass calculation: а – active oscillating mass; б – reactive oscillating mass

Нехай, як і для одномасової системи, частка маси завантаження  $m_{зав} = 120 \text{ кг}$ , яка умовно приєднується до робочого органа становить  $k_{np} = 30\%$ , то сумарна маса лотка із умовно приєднаним завантаженням становитиме

$$m_1 = m_{лом} + k_{np} \cdot m_{зав} = 83.9 + 0.3 \cdot 120 \approx 120 \text{ кг} .$$

Реактивна маса, що враховує і масу двох моторів-вібраторів, становитиме  $m_2 = 242 \text{ кг}$ .

Зведена маса становить

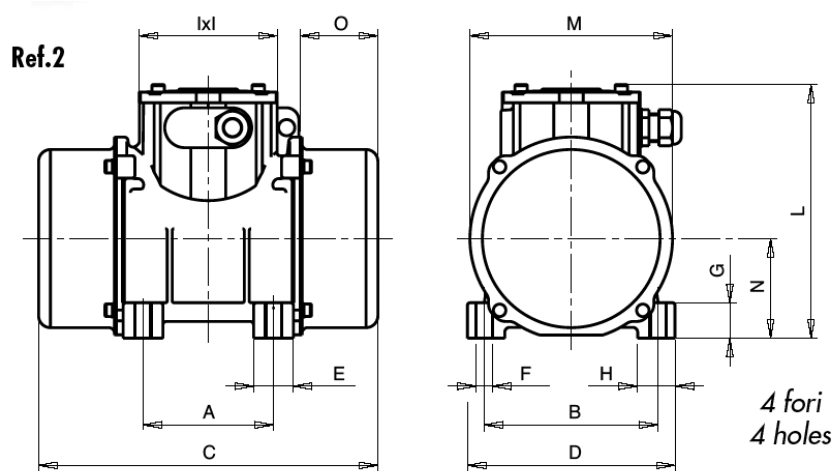
$$m_{зв} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} = \frac{120 \cdot 242}{120 + 242} = 80.2 \text{ кг} . \tag{42}$$

Розрахункова жорсткість резонансного пружного вузла, за умови, що резонансне налагодження  $z = 0.96$ , згідно із (37), становитиме

$$c_{12} = m_{зв} \left( \frac{\Omega}{z} \right)^2 = 80.2 \cdot \left( \frac{100}{0.96} \right)^2 = 8.7 \cdot 10^5 \frac{H}{M} .$$

Реактивна маса, згідно з (37), матиме таку амплітуду коливань:

$$X_2 = X_1 (z^2 (m_1 + m_2) - m_2) / m_2 = 6.5 \cdot (0.96^2 \cdot (120 + 242) - 242) / 242 = 2.46 \text{ мм} .$$



### 6 poles three-phase 1000/1200 rpm

Descrizione Description					Caratteristiche Meccaniche Mechanical Specifications						Caratteristiche Elettriche Electrical Specifications					
Codice Code	Tipo Type	Grandezza Size			Momento Statico Static Moment		Forza Centrifuga Centrifugal Force				Potenza assorbita Max Max. Input Power		Corrente Max (A) Max. Input Current (A)			
			II 2 D Temp. Class		kgmm		kg	kN			(W)					
					50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz	400V 50Hz	460V 60Hz
V6039	VV41B/6	IA	170°C	*	1339	937	1500	1500	14,7	14,7	900	950	2,00	1,90		

Dimensioni (mm) Dimensional Specifications (mm)																	
Peso Weight		Distanze di Fissaggio Fixing distances					Fori Fissaggio Fixing holes										Pressacavo Cable gland
(kg.)	Ref.	A	B	C	D	E	ØF	N°	G	H	I	L	M	N	O		
50Hz	60Hz																
68	61	2	140	190	560	230	72	17	4	25	52,5	111	257	241	124,5	164	M25x1,5

Рис. 10. Мотори-вібратори моделі VV41B/6

Fig. 10. VV41B/6 model vibrator motors

Коефіцієнти динамічності [1, с. 214]:

$$\lambda_1 = \left| \frac{m_1 c_{12}}{(m_1 + m_2)(c_{12} - m_{36} \omega^2)} \right| = \left| \frac{120 \cdot 8.7 \cdot 10^5}{(120 + 242)(8.7 \cdot 10^5 - 80.2 \cdot 100^2)} \right| = 4.23; \quad (43)$$

$$\lambda_2 = \left| \frac{m_2(c_{12} - m_1 \omega^2)}{(m_1 + m_2)(c_{12} - m_{36} \omega^2)} \right| = \left| \frac{242 \cdot (8.7 \cdot 10^5 - 120 \cdot 100^2)}{(120 + 242)(8.7 \cdot 10^5 - 80.2 \cdot 100^2)} \right| = 3.23. \quad (44)$$

Поширюючи вираз (31) на двомасову систему, можна записати:

$$N = \frac{\sqrt{6} \Omega^3}{4\eta} \left( \frac{m_1 X_1^2}{\lambda_1} + \frac{m_2 X_2^2}{\lambda_2} \right) = \frac{\sqrt{6} \cdot 100^3}{4 \cdot 0.8} \left( \frac{120 \cdot 0.0065^2}{4.23} + \frac{242 \cdot 0.00246}{3.23} \right) = 1.26 \text{ кВт}. \quad (45)$$

У якості привода обираємо два мотори-вібратори, кожен з яких моделі VV41B/6 потужністю  $N_1 = 0.9 \text{ кВт}$  та масою  $m_{\text{віб}} = 68 \text{ кг}$  (рис. 10).

Статичний момент дебалансу(ів) можна визначити, згідно з виразом [1, с. 214]:

$$m_{\partial} r = \left| \frac{X_1(m_1 + m_2)(c_{12} - m_{36} \omega^2)}{c_{12}} \right| = \left| \frac{0.0065 \cdot (120 + 242)(8.7 \cdot 10^5 - 80.2 \cdot 100^2)}{8.7 \cdot 10^5} \right| = 0.184 \text{ кг} \cdot \text{м} = 184 \text{ кг} \cdot \text{мм}.$$

Амплітудне значення  $F_0$  сили збурення через параметри системи становить [1, с. 214]

$$F_0 = \left| \frac{X_1 \omega^2 (m_1 + m_2)(c_{12} - m_{36} \omega^2)}{c_{12}} \right| = \left| \frac{0.0065 \cdot 100^2 \cdot (120 + 242)(8.7 \cdot 10^5 - 80.2 \cdot 100^2)}{8.7 \cdot 10^5} \right| = 2.77 \text{ кН},$$

або ж

$$F_0 = m_{\partial} r \omega^2 = 0.27 \cdot 100^2 = 2.77 \text{ кН}.$$

### Уточнений розрахунок

Коефіцієнт в'язкого опору  $\mu_{12}$ , застосовуючи [1, ст.205], становить

$$\mu_{12} = 0.05 \sqrt{2c_{12} m_{36}} = 0.05 \cdot \sqrt{2 \cdot 8.7 \cdot 10^5 \cdot 80.2} = 591 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}. \quad (46)$$

Статичний момент дебалансів, встановлений через амплітуду коливань  $X_1$  робочого органа, становитиме

$$m_{\partial} r = X_1 \cdot \sqrt{\frac{D_3}{c_{12}^2 + (\mu_{12} \Omega)^2}} = 0.002 \cdot \sqrt{\frac{1.068 \cdot 10^{15}}{(8.7 \cdot 10^5)^2 + (591 \cdot 100)^2}} = 0.243 \text{ кг} \cdot \text{м}, \quad (47)$$

де

$$\begin{aligned} D_3 &= c_{12}^2 (m_1 + m_2)^2 + \mu_{12}^2 \Omega^2 (m_1 + m_2)^2 - m_1 m_2 \Omega^2 [2c_{12} (m_1 + m_2) - m_1 m_2 \Omega^2] = \\ &= (8.7 \cdot 10^5)^2 \cdot (120 + 242)^2 + 591^2 \cdot 100^2 \cdot (120 + 242)^2 - \\ &- 120 \cdot 242 \cdot 100^2 \cdot [2 \cdot 8.7 \cdot 10^5 \cdot (120 + 242) - 120 \cdot 242 \cdot 100^2] = 1.068 \cdot 10^{15} \text{ Н}^2 \cdot \text{кг}^2 / \text{м}^2. \end{aligned}$$

За значення  $m_{\partial} r = 0.243 \text{ кг} \cdot \text{м}$ , амплітуда коливань робочого органа на частоті вимушених коливань  $\Omega = 100 \text{ рад} / \text{с}$  становитиме  $X_1 = 6.5 \text{ мм}$ . Справді, враховуючи, що  $F_0 = m_{\partial} r \Omega^2$ , отримаємо [1, с. 216]

$$X_1 = m_{\partial} r \cdot \sqrt{\frac{c_{12}^2 + (\mu_{12} \Omega)^2}{D_3}} = 0.243 \cdot \sqrt{\frac{(8.7 \cdot 10^5)^2 + (591 \cdot 100)^2}{1.068 \cdot 10^{15}}} = 0.0065 \text{ м}, \quad (48)$$

а амплітуда коливань реактивної маси  $m_{\text{пр}}$  становитиме [1, с. 216]

$$X_2 = m_{\partial} r \cdot \sqrt{\frac{(c_{12} - m_1 \Omega^2)^2 + (\mu_{12} \Omega)^2}{D_3}} = 0.062 \cdot \sqrt{\frac{(8.7 \cdot 10^5 - 1200 \cdot 100^2)^2 + (591 \cdot 100)^2}{1.068 \cdot 10^{15}}} = 0.00249 \text{ м} \quad (49)$$

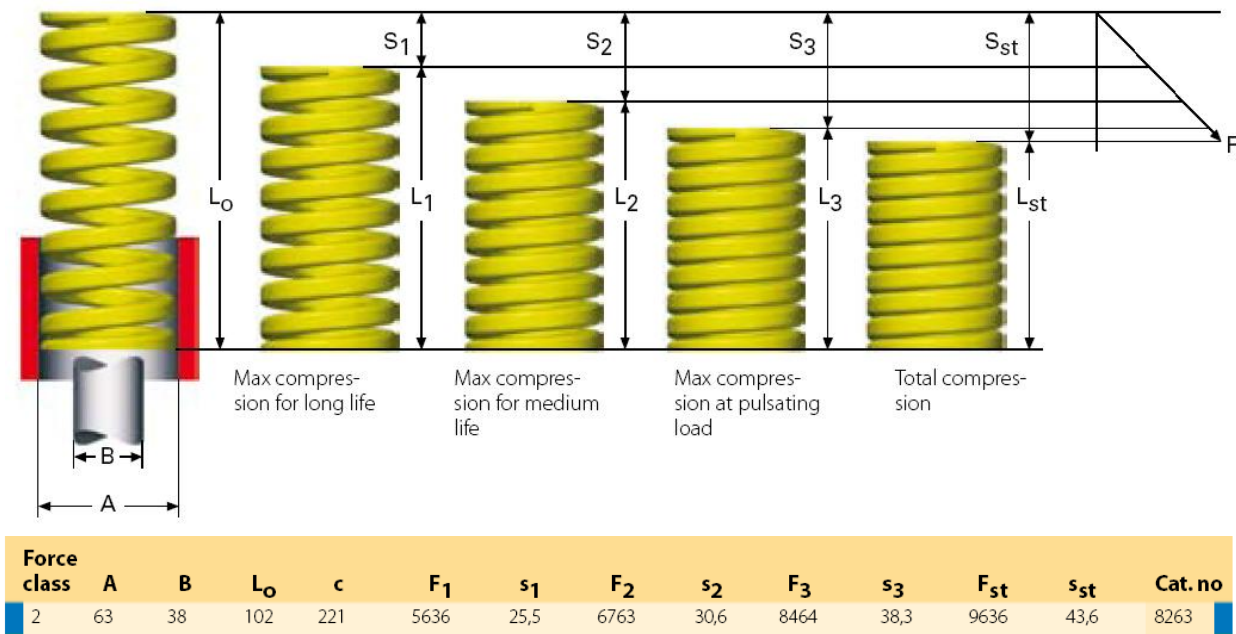
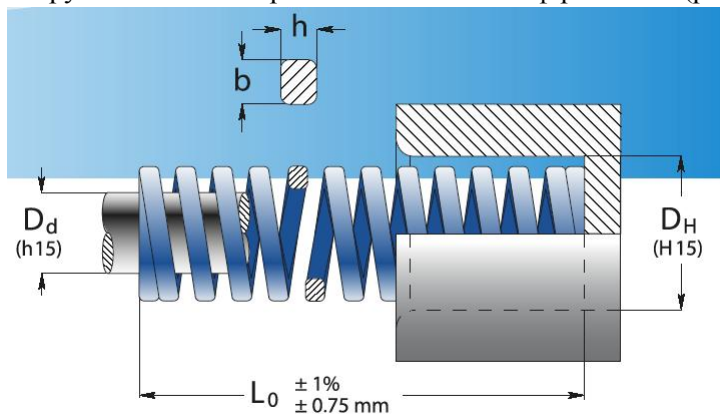


Рис. 11. Вута пружина (DIE SPRINGS ISO 10243)

Fig. 11. Twisted spring (DIE SPRINGS ISO 10243)

Ідентичний тип пружини можна отримати і в каталогах фірм Stamo (рис. 12).



Code	D <sub>H</sub>	D <sub>d</sub>	L <sub>0</sub>	R	A	B	C	D	E	
	Наружний діаметр	Внутрішній діаметр	Свободна довжина	Жесткість	25% L <sub>0</sub>	30% L <sub>0</sub>	33.75% L <sub>0</sub>	37.5% L <sub>0</sub>	approx. do not use	
	mm	mm	mm	N/mm	mm	mm	mm	mm	mm	Pcs
STMB 63 - 102	63	38	102	221	25.5	30.6	34.4	38.3	43.6	5
	11.5 x 9.1									

Рис. 12. Вута пружина (фірма Stamo)

Fig. 12. Twisted spring (Stamo company)

Коефіцієнти динамічності коливальних мас будуть такими [1, с. 214]:

$$\lambda_1 = m_1 \cdot \sqrt{\frac{c_{12}^2 + (\mu_{12}\Omega)^2}{D_3}} = 120 \cdot \sqrt{\frac{(8.7 \cdot 10^5)^2 + (591 \cdot 100)^2}{1.068 \cdot 10^{15}}} = 3.2 \text{ рази}; \quad (50)$$



$$\lambda_2 = m_2 \cdot \sqrt{\frac{(c_{12} - m_2 \Omega^2)^2 + (\mu_{12} \Omega)^2}{D_3}} = 242 \cdot \sqrt{\frac{(8.7 \cdot 10^5 - 242 \cdot 100^2)^2 + (591 \cdot 100)^2}{1.068 \cdot 10^{15}}} = 2.48 \text{ разів}. \quad (51)$$

Якщо прийняти ККД двигуна  $\eta = 0.8$ , споживана потужність приводу дорівнюватиме:

$$N = \frac{100^3 \cdot \sqrt{6}}{4 \cdot 0.8} \left( \frac{120 \cdot 0.0065^2}{3.2} + \frac{243 \cdot 0.00249^2}{2.48} \right) = 1.68 \text{ кВт}.$$

Таким чином, вибрані два мотори-вібратори моделі VV41B/6 і потужністю  $N_1 = 0.9 \text{ кВт}$  кожен, є обгрунтовані.

Для забезпечення необхідної жорсткості  $c_{12}$  заплановано використати чотири пружних вузли, реалізованих на витих пружних елементах. Кожна з пружин в осьовому напрямку повинна мати жорсткість

$$c = \frac{c_{12}}{4} = \frac{8.7 \cdot 10^5}{4} = 2.175 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

З каталога фірми Lesjofors Gas & Stock Springs (Sweden (Head Office)) вибираємо виту пружину (DIE SPRINGS ISO 10243) (див. рис. 11).

### Висновки

Вперше вдалось синтезувати аналітичні вирази для встановлення інерційно-жорсткісних параметрів, що дають змогу точніше проводити розрахунок двомасових резонансних коливальних систем. Встановлено, що за правильного вибору резонансних налагоджень у системі, взаємовплив жорсткісних параметрів в системі незначний, а тому науково обгрунтовано можна використовувати класичні підходи. Встановлені аналітичні вирази можуть широко застосовуватись під час проектування вібраційного технологічного обладнання. Прозорість виведення та відносна простота запропонованих аналітичних виразів дозволяє їх широке використання на практиці.

### Список літератури

1. Медвидь М. В. Автоматические ориентирующие грузозачные устройства и механизмы. М. : Машгиз, 1963. 299 с. URL : <https://www.twirpx.com/file/331119/>.
2. Бауман В. А., Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в строительстве : учеб. пособ. М. : Высшая школа, 1977. 255 с. URL : <https://www.twirpx.com/file/49736/>.
3. Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії : навч. посібн. К. : КУНБА, 2007. 230 с. URL : <http://manualsem.com/book/560-vibracijni-mashini-i-procesi-budivelnnoi-industriyi/.html>.
4. Гончаревич И. Ф., Стрельников Л. П. Электровибрационная транспортная техника. М. : Гостехиздат, 1959. 262 с.
5. Рабинович А. Н., Яхимович В. А., Боечко Б. Ю. Автоматические грузозачные устройства вибрационного типа. К. : Техника, 1965. 380 с.
6. Ланець О. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1: Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа : навч. посіб. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. 612 с. URL : <https://vlp.com.ua/node/19256>.
7. О. С. Ланець, П. В. Майструк, В. М. Боровець, І. А. Деревенько. Аналіз енергетичної ефективності вібраційних машин з інерційним приводом // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2019. Вип. 53. С. 102-108. URL : <https://doi.org/10.23939/istcipa2019.53.101>.
8. N. Yaroshevich, V. Puts, T. Yaroshevich, O. Herasymchuk. Slow oscillations in systems with inertial vibration exciters // Vibroengineering PROCEDIA. 2020. Vol. 32. P. 20-25. URL : <https://doi.org/10.21595/vp.2020.21509>.
9. O. S. Lanets, V. T. Dmytriv, V. M. Borovets. Analytical model of the two-mass above resonancesystem of the eccentric-pendulum type vibration table. // Applied Mechanics and Engineering. 2020. Vol. 25. № 4. P.116-129. DOI: 10.2478 / ijame-2020-0053.
10. Gharaibeh M. A., Obeidat A. M., Obaidat M. H. Numerical investigation of the free vibration of partially clamped rectangular plates // Applied Mechanics and Engineering. 2018. Vol. 23. № 2. P. 385-400. DOI: 10.2478/ijame-2018-0022.

11. Joubaneh Eshagh F., Barry Oumar R., Tanbour Hesham E. Analytical and experimental vibration of sandwich beams having various boundary conditions // Journal of Sound and Vibration. 2018. Vol.18. DOI: doi.org/10.1155/2018/3682370.
12. Xianjie Sh, Dongyan Shi. Free and forced vibration analysis of T-shaped plates with general elastic boundary supports // Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control. 2018. Vol. 37. № 2. P. 355-372. DOI: 10.1177/1461348418756021.
13. Panovko G., Shokhin A. Experimental analysis of the oscillations of two-mass system with selfsynchronizing unbalance vibration exciters // Journal Vibroengineering PROCEDIA. 2018. Vol. 18. P.8-13. DOI: doi.org/10.21595/vp.2018.19906.
14. O. S. Lanets, V. T. Dmytriv, O. Yu. Kachur. Modelling of equivalent mass and rigidity of continual segment of the inter-resonance vibration machine // Applied Mechanics and Engineering. 2021. Vol. 26. № 2. P. 70-83. DOI: 10.2478/ijame-2021-0020.
15. Filimonikhin G., Yatsun V., Kyrychenko A., Hrechka A., Shcherbyna K. Synthesizing a resonance anti-phase two-mass vibratory machine whose operation is based on the Sommerfeld effect // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. № 6/7 (108). P. 42-50. URL : <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217628>.
16. Gursky V., Kuzio I., Korendiy V. Optimal synthesis and implementation of resonant vibratory systems // Universal Journal of Mechanical Engineering. 2018. Vol. 6. Issue 2. P. 38-46. URL : <https://doi.org/10.13189/ujme.2018.060202>.
17. Igumnov A. L., Metrikin S. V., Nikiforova V. I. The dynamics of eccentric vibration mechanism (Part 1) // Journal of Vibroengineering. 2017. Vol. 19. Issue 7. P. 4854-4865. URL : <https://doi.org/10.21595/jve.2017.18346>.
18. Korendiy V., Lanets O., Kachur O., Dmyterko P., Kachmar R. Determination of inertia-stiffness parameters and motion modelling of three-mass vibratory system with crank excitation mechanism // Vibroengineering Procedia. 2021. Vol. 36. P. 7-12. DOI: 10.21595/vp.2021.21924.
19. Lanets O. S., Kachur O. Yu., Korendiy V. M. Classical approach to determining the natural frequency of continual subsystem of three-mass inter-resonant vibratory machine // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. 2019. Vol. 5. P. 77-87. URL : <https://doi.org/10.23939/ujmems2019.03-04.077>.
20. Lanets O., Kachur O., Korendiy V., Dmyterko P., Nikipchuk S., Derevenko I. Determination of the first natural frequency of an elastic rod of a discrete-continuous vibratory system // Vibroengineering Procedia. 2021. Vol. 37.P. 7-12. URL : <https://doi.org/10.21595/vp.2021.21981>.

**O. S. Lanets, I. A. Derevenko, Yu. L. Novytskyi, R. R. Chubyk**  
Lviv Politechnic National University

#### **ADJUSTMENT OF ANALYTICAL EXAMPLES FOR INSTALLATION OF INERTIAL AND FASTEST PARAMETERS OF BILATERAL RESONANCE VIBRATING MACHINES**

© Lanets O. S., Derevenko I. A., Novytskyi Yu. L., Chubyk R. R., 2022

**Goal.** It consists in substantiating the rational design of the vibroconveyor as a component of the vibroconveyor line of length  $8\text{ m}$ , which will provide the necessary technological parameters for the transportation of artificial cargoes. The difficulty of this task is that the speed of transporting goods by mass  $12\text{ kg}$  should be at least  $0.5\text{ m/s}$ . **Topicality.** The need for these studies is due to the fact that the vibration machine interacts with the parameters of the oscillation system, the main of which are inertial, rigid and power. If they are correctly calculated and implemented in the design of a vibration machine, it will be robust. Failure to consider one type of parameters causes an error in the calculation. **Method.** The refinement of analytical expressions is carried out using the classical approaches for linear vibrational systems with harmonic perturbation. For this the physical model of the two-mass resonance oscillation system is considered and its mathematical model is developed as a system of linear differential equations. On the basis of this the solution is formed (the values of the amplitudes of oscillations). Unknown parameters remain rigid, provided that the inertia is constructed. Therefore, using the determinants of the matrix of coefficients for unknowns, the necessary mathematical operations are performed that satisfy the imposed conditions for the establishment of rigid parameters. **Results.** In the paper a series of analytical expressions are obtained that examine the mutual influence of rigid parameters in the system. A comparison of the obtained results according to the specified expressions with classical analytical expressions is made. It is established that the values according to the proposed expressions do not differ significantly from the classical approaches, and therefore, in the case of in-energy calculations, it is sufficient to use existing expressions. The proposed expressions are more precise and

therefore recommended for scientific research. **Scientific novelty.** For the first time, we succeeded in synthesizing analytical expressions for the establishment of inertia-rigid parameters that allow more accurate calculation of two-mass resonance oscillation systems. It is established that for the correct choice of resonant alignments in the system, the mutual influence of rigid parameters in the system is not significant, and therefore it is scientifically grounded to use classical approaches. **Practical significance.** Established analytical expressions can be widely used in the design of vibration process equipment. The transparency of the output and the relative simplicity of the proposed analytical expressions allows for their widespread use in practice.

**Key words:** two-mass vibrational system, inertia-rigid parameters, vibration machine.

#### References

1. Medvid' M. V. (1963). Automatic orienting loading devices and mechanisms. M. : Mashgiz. 195 p.
2. Bauman V. A., Byhovskij I. I. (1977). Vibration machines and processes in construction. M. : Vysshaya shkola. 255 p.
3. Nazarenko I. I. (2007). Vibrating machines and processes of the construction industry. K. : KUNBA. 230 p.
4. Goncharevich I. F., Strel'nikov L. P. (1959). Electro-vibration transport technology. M. : Gostekhizdat. 262 p.
5. Rabinovich A. N., Yahimovich V. A., Boechko B. Yu. (1965). Automatic loading devices of vibration type. K. : Tekhnika. 380 p.
6. Lanets, O. (2018). Basics of calculation and construction of vibration machines. Book 1: Theory and practice of creating vibration machines with harmonious movement of the working body. Lviv : Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniki. 612 p.
7. Lanets O. S., Mastruk P. V., Borovets V. M., Derevenko I. A. (2019). Automation Analysis of energy efficiency of vibration machines with an inertial drive. Automation of production processes in mechanical engineering and instrument engineering, Vol. 3, No. 2, Pp.102-108.
8. Lanets O. S., Dmytriv V. T., Borovets V. M. (2020). Analytical model of the two-mass above resonancesystem of the eccentric-pendulum type vibration table. Applied Mechanics and Engineering.
9. Gharaibeh M. A., Obeidat A. M., Obaidat M. H. (2018): Numerical investigation of the free vibration of partially clamped rectangular plates. Journal of Applied Mechanics and Engineering, Vol. 23, No. 2, Pp. 385-400.
10. Joubaneh Eshagh F., Barry Oumar R., Tanbour Hesham E. (2018). Analytical and experimental vibration of sandwich beams having various boundary conditions. Journal of Sound and Vibration, Vol. 18.
11. Xianjie Shi, Dongyan Shi (2018). Free and forced vibration analysis of T-shaped plates with general elastic boundary supports. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, Vol. 37, No. 2, Pp. 355-372.
12. Panovko G., Shokhin A. (2018): Experimental analysis of the oscillations of two-mass system with selfsynchronizing unbalance vibration exciters. Journal Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 18, Pp.8-13.
13. O. S. Lanets, V. T. Dmytriv, O. Yu. Kachur. (2021). Modelling of equivalent mass and rigidity of continual segment of the inter-resonance vibration machine. Applied Mechanics and Engineering, Vol. 26, No. 2, Pp.70-83.
14. N. Yaroshevich, V. Puts, T. Yaroshevich, O. Herasymchuk. (2020). Slow oscillations in systems with inertial vibration exciters. Vibroengineering PROCEDIA, Vol. 32, Pp. 20-25.
15. Filimonikhin G., Yatsun V., Kyrychenko A., Hrechka A., Shcherbyna K. (2020). Synthesizing a resonance anti-phase two-mass vibratory machine whose operation is based on the Sommerfeld effect. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, № 6/7 (108), Pp. 42-50.
16. Gursky V., Kuzio I., Korendiy V. (2018). Optimal synthesis and implementation of resonant vibratory systems. Universal Journal of Mechanical Engineering, Vol. 6, Issue 2, Pp. 38-46.
17. Igumnov A. L., Metrikin S. V., Nikiforova V. I. (2017). The dynamics of eccentric vibration mechanism (Part 1). Journal of Vibroengineering, Vol. 19, Issue 7, Pp. 4854-4865.
18. Korendiy V., Lanets O., Kachur O., Dmyterko P., Kachmar R. (2021). Determination of inertia-stiffness parameters and motion modelling of three-mass vibratory system with crank excitation mechanism. – Vibroengineering Procedia, Vol. 36, Pp. 7-12.
19. Lanets O. S., Kachur O. Yu., Korendiy V. M. (2019). Classical approach to determining the natural frequency of continual subsystem of three-mass inter-resonant vibratory machine. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science, Vol. 5, Pp. 77-87.
20. Lanets O., Kachur O., Korendiy V., Dmyterko P., Nikipchuk S., Derevenko I. (2021). Determination of the first natural frequency of an elastic rod of a discrete-continuous vibratory system. Vibroengineering Procedia, Vol. 37, Pp. 7-12.