

Врублевський І. Й.

Беспалов А. Л.

Кудлик М. Б.

Національний
університет
„Львівська
політехніка”

УДК 621.867.52

ДОСЛІДЖЕННЯ МАС-ІНЕРЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНИХ ТРАНСПОРТНО-ОРІЄНТУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ ЗАСОБАМИ ГЕОМЕТРИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Рассматриваются особенности определения масс-инерционных параметров (масс и моментов инерции составляющих частей) вибрационных транспортных и ориентирующих устройств с электромагнитным приводом с помощью компьютерных прикладных программ автоматизированного проектирования.

The computer design systems aided definition of the masses and moments of inertia of the vibratory conveying and orientating devices with the electromagnetic drive is described.

Вібраційні транспортні та транспортно-орієнтуючі пристрої з електромагнітним урухомником працюють у білярезонансному режимі, коли частота власних коливань робочого органу у напрямку вібропереміщення близька до частоти коливань віброзбуджувача. Це дає можливість отримати максимальні амплітуди коливань робочого органу при мінімальних затратах енергії. Коливні системи вібраційних пристроїв, як правило, містять декілька складових (дво- або тримасові системи), мають декілька ступенів рухомості, а відтак і декілька частот власних коливань, значення яких залежать від жорсткостей коливної системи та мас-інерційних параметрів: мас та моментів інерції складових частин пристрою. І якщо частота власних коливань робочого органу повинна бути близькою до частоти вимушених коливань, то частоти так званих паразитних коливань (наприклад, кутових коливань у напрямку, перпендикулярному напрямку переміщення) та їх вищі гармоніки бажано відвести далі від резонансної частоти. Необхідні співвідношення частот власних коливань можна досягти змінюючи співвідношення мас та моментів інерції складових. Тому на етапі проектування вібраційних пристроїв з електромагнітним урухомником важливо прорахувати значення

мас-інерційних параметрів складових частин коливної системи пристрою.

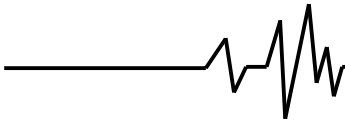
Розрахунок мас окремих деталей і вузлів пристрою, а тим більше їх моментів інерції, - достатньо громіздкий процес, не дивлячись на наявність у довідковій літературі значень моментів інерції багатьох деталей різноманітної конфігурації [1].

Сучасні комп'ютерні системи геометричного моделювання та автоматизованого проектування, наприклад графічний редактор AutoCAD, дають можливість створити просторові твердотільні моделі пристроїв і виміряти їх маси та моменти інерції. За допомогою команди *Massprop* визначається маса створеної твердотільної моделі, маси її окремих складових, осьові та центробіжні моменти інерції, радіуси інерції, положення центру мас.

Частоти власних коливань вібраційних пристроїв можна визначити за формулами [2]

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m_{np}}}, \quad \omega_{\varphi} = \sqrt{\frac{c_{\varphi}}{J_{np}}},$$

де ω , ω_{φ} - відповідно частоти лінійних і кутових коливань, c , c_{φ} - лінійна та кутова жорсткості пружної системи, m_{np} - приведена маса коливної системи, J_{np} - приведений



момент інерції. Для віброізованих двомасових коливних систем

$$m_{np} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}, \quad J = \frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}.$$

Авторами розроблено твердотільні моделі у середовищі графічного редактора AutoCAD низки вібраційних транспортно-орієнтованих пристроїв: вібраційних транспортерів, маніпуляторів, бункерних живильників та підійомників, деякі з них представлені на рис. 1-3.

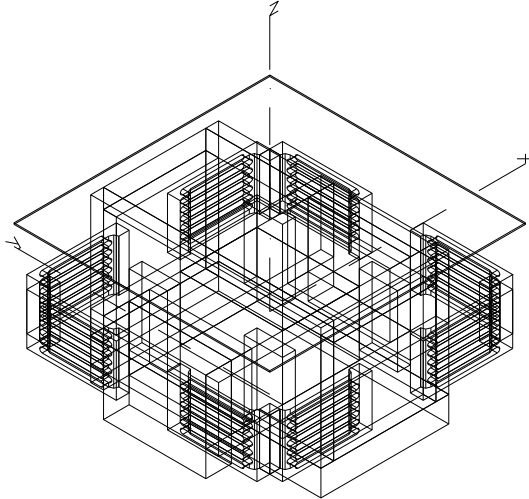


Рис. 1. Твердотільна модель вібраційного транспортера-маніпулятора

На рис. 1 показана твердотільна модель двомасового вібраційного транспортера-маніпулятора з трикомпонентними коливаннями робочого органу, на якому можна переміщати штучні вироби по будь-якій траєкторії завдяки зміні співвідношення амплітуд та кутів зсуву фаз поздовжніх, поперечних та вертикальних коливаний [3]. Цей транспортер-маніпулятор, пружна система якого складається з плоских гратчастих пружин, розташованих під прямим кутом одна до одної, має 6 частот власних коливаний: три частоти лінійних і три кутових коливаний [4]. Лінійні коливання та кутові коливання навколо осі z сприяють переміщенню та обертанню виробів, які транспортуються на робочому органі, тому відповідні їм частоти повинні бути близькими до резонансної частоти. Кутові коливання навколо осей x та y – паразитні коливання і відповідні власні частоти і їх гармоніки потрібно віддалити від частоти вимушених коливаний.

Необхідною умовою відсутності паразитних кутових коливаний маніпулятора є суміщення центрів мас його робочого органу та реактивної плити. Виконані виміри мас, моментів інерції, положення центрів мас та

розрахунки значень частот власних коливаний дозволили внести конструктивні корективи для забезпечення білярезонансного режиму роботи та відсутності паразитних коливаний.

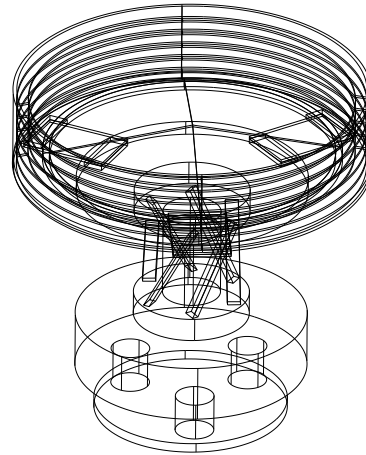


Рис. 2. Твердотільна модель тримасового вібраційного бункерного живильника

На рис. 2 представлена твердотільна модель тримасового вібраційного бункерного живильника з осьовим віброзбуджувачем [5], робочий орган якого реалізує еліптичні коливання, які дають можливість збільшити швидкість транспортування та кути підйому деталей по гвинтовому лотку чаші. Конструкція живильника складається з робочого органу – чаші з гвинтовим лотком, що з'єднується горизонтальними плоскими пружинами і демпфером з проміжною масою, яка зв'язана гіперболоїдним торсіоном з реактивною плитою. Бункерний живильник реалізує дві частоти власних коливаний [6]

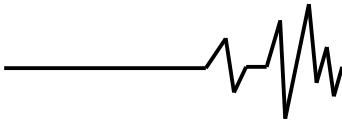
$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1}{m_{np1} + k^2 J_{np}}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_{np2}} - \frac{h}{m_{np2}^2}}, \quad (1)$$

де c_1 та c_2 – відповідно жорсткості гіперболоїдного торсіону та плоских пружин, h – коефіцієнт в'язкого опору демпфера,

$$m_{np1} = \frac{m_1(m_2 + m_3)}{m_1 + m_2 + m_3}, \quad m_{np2} = \frac{m_3(m_2 + m_1)}{m_1 + m_2 + m_3},$$

$$J_{np} = \frac{J_1(J_2 + J_3)}{J_1 + J_2 + J_3}, \quad k = 1/r \cdot \sin \theta \cdot \tan \psi,$$

$\theta = \arccos(L \sin \psi / 2r)$, m_1 та J_1 – маса та момент інерції робочого органу, m_2 та J_2 – маса та момент інерції проміжної плити, m_3 та J_3 – маса та момент інерції реактивної плити, L та r – довжина та радіус кріплення пружин гіперболоїдного торсіону, ψ – кут їх нахилу до вертикалі.



Перша власна частота коливань повинна бути білярезонансною для забезпечення великої амплітуди крутильних коливань чаші живильника, а друга частота, віддалена від резонансної, сприяє реалізації вертикальних коливань чаші зі зсувом по фазі завдяки наявності демпфера або додаткового осьового вібробудувача. Визначення мас і моментів інерції складових частин живильника та їх корегування на стадії проектування дає можливість не тільки визначити параметри пружних елементів, виготовлення яких є доволі кропіткою справою, але і забезпечити співвідношення між власними частотами, що дає можливість реалізувати оптимальні за швидкістю транспортування еліптичні коливання робочого органу.

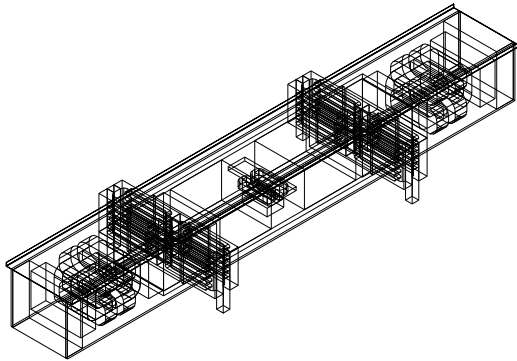


Рис. 3. Твердотільна модель двомасового вібраційного транспортера

Двомасові вібраційні транспортери разом з поступальними коливаннями можуть реалізувати паразитні кутові коливання, амплітуда яких згідно з [7]

$$\theta = \frac{m_1 \cdot A \cdot b \cdot \sin \phi}{m_{np} b^2 \cos \phi + J_1 + J_2}, \quad (2)$$

де ϕ - кут між лінією, що з'єднує центри мас, і напрямом поступальних коливань, A - амплітуда поступальних коливань, b - відстань між центрами мас. Для вібротранспортерів з незалежними поздовжніми і вертикальними коливаннями $\phi = \pi/2$, і формула (2) виглядатиме так

$$\theta = \frac{m_1 \cdot A \cdot b}{J_1 + J_2}.$$

Тобто для мінімізації паразитних коливань мінімальним повинно бути відношення $m_1 b / (J_1 + J_2)$.

На рис. 3 зображено твердотільну модель двомасового вібраційного транспортера з плоскими гратчастими пружинами, для якої визначено маси, моменти інерції, положення центрів мас та пораховано співвідношення частот власних коливань. Для усунення паразитних крутильних коливань після розрахунків змінено конструкцію кріплення пружин та місця їх розташування.

Таким чином, геометричне твердотільне комп'ютерне моделювання вібраційних транспортно-орієнтованих пристроїв дає можливість ще на стадії їх проектування забезпечити оптимальні параметри коливань, які на практиці часто налагоджуються шляхом корегування параметрів пружної системи після виготовлення та випробування пристроїв.

Література

1. Фаворин М.В. Моменты инерции тел. Справочник. – М.: Машиностроение. – 1977.
2. Вибрации в технике. Справочник. Т. 4. Вибрационные процессы и машины. / Под ред. Лавендела Э.Э. – М.: Машиностроение. – 1981.
3. А.с. № 1370027 СССР. Вибрационный конвейер / И.И. Врублевский, В.С. Шенбор. – Б.И. № 4, 1988.
4. Врублевський І.І., Пулькевич І.Г., Шенбор В.С. Співвідношення власних частот коливань вібраційного транспортера-маніпулятора з багатокомпонентними коливаннями. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів: НУ"ЛП". – 2003. – № 37, с. 21-24.
5. Повидайло В.А., Беспалов А.Л., Врублевский И.И. Исследование динамики трехмассового вибробункерного питателя с эллиптическими колебаниями // Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении. – Львов: Вища школа. – 1984. – Вып. 23, с. 74-79.
6. Врублевский И.И. Расчет параметров эллиптических колебаний трехмассового вибробункера с осевым вибровозбудителем. / Львов. политехнический институт. – Львов, 1983. – 14 с. – Деп. в УкрНИИТИ 25.01.1984, 104Ук-Д84. – Депонированные научные работы. (Естественные и точные науки, техника). - № 5 (151). – М., 1984, с.153.
7. Щигель В.А. Динамика двухмассового резонансного вибропитателя с непараллельно расположенными плоскими пружинами // Изв. вузов. Машиностроение. – 1986. - № 10, с. 91-95.