

Усі моделі мали сходження результатів в межах 1 %, що підтверджує адекватність математичної моделі реальному процесові і дає змогу використовувати ці моделі для розрахунку реальних процесів.

**Висновки.** Аналізуючи можливості використання акустичної коагуляції для очищення газів, явища, що при цьому відбуваються в аерозолях, а також проаналізувавши вплив основних чинників акустичного поля і пилогазового потоку, з метою підвищення ефективності виділення з нього дрібнодисперсних частинок, нами запропоновані апарати, що складаються з корпусу певної форми і коаксійно до нього розташованого жалюзійного відокремлювача, в яких додатковим елементом є акустичний випромінювач. Усі ці конструкції захищені авторськими свідоцтвами і патентами [3, 4].

Порівняння роботи різних акустичних апаратів довело, що акустична коагуляція аерозолів дає змогу: значно покращити роботу існуючих відцентрово-інерційних апаратів, досягнути норм у викидах; створювати нові апарати пилоочищення з високою ефективністю пиловловлення; використовувати низькі звукові частоти, генерування яких здійснюється за допомогою низькочастотних сирен, які прості конструктивно і дешевші; використовувати ділянки підводних газоходів для озвучування пилогазових потоків; визначити витрати повітря – час озвучування (тобто довжину газоходів і геометричні розміри апаратів), що дорівнюють інтенсивності звуку, запиленість на базі кінетики процесу акустичної коагуляції.

1. Батлук В.А. Коагуляція аерозолів // Хімія, технологія речовин та їх застосування. – Львів: Світло, 1991. – №250. – С. 87–88. 2. Батлук В.А. Нові методи очищення повітря від сірки // Вісник ДУ “Львівська політехніка” “Хімія, технологія речовин та їх застосування”. – 1995. – № 285. – С. 117–118. 3. Батлук В.А., Макаруч І.І., Кулик О.П., Наритник В.М., Комаров В.І. Акустичний пилеволовлювач // Інф. Лист. “Серія 11 “Вихор відходів супутніх продуктів у виробництві будівельних матеріалів”; Охорона навколишнього середовища. – Львів: ВНИИЭСМ. – № 003–88. – 1988. – С. 11–13. 4. Батлук В.А., Накритник В.М., Кулик О.П. Акустический пылеуловитель // Экспресс-информация, отечественный опыт. – М.: ВНИИЭСМ. – 1998. – Вып. 9. – С. 11–13.

УДК 621.921

Б.Д. БІЛОУС, Б.Р. БУЧКІВСЬКИЙ

Національний університет “Львівська політехніка”

## КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ РУХУ МАЯТНИКОВИХ ВІБРАТОРІВ ВІБРАЦІЙНО-ІМПУЛЬСНИХ РУШІЇВ ЗА КІНЕТИЧНОГО ЗБУРЕННЯ

© Білоус Б.Д., Бучківський Б.Р., 2007

*Створено модель руху маятника, як завгодно розміщеного в площині вібраційного поля, на основі якої запропоновано критерії оцінки руху маятникових вібраторів вібраційних двигунів.*

*In the article is created the model of pendulum's motion. This pendulum is pleasingly placed in the vibration field. On the basis of this model are offered the criteria of estimation of motion of vibrators with pendulums in the vibration engines.*

**Постановка проблеми.** Основним вузлом вібраційних двигунів є підпружинений маятник, встановлений на ведучій обоймі механізму вільного ходу, – вібратор. Залежно від потреб для приводу допоміжних технологічних механізмів вібраційного обладнання з плоским вібраційним полем використовують вібраційні двигуни, що конструктивно об'єднують декілька вібраторів. Ці вібратори, враховуючи міркування зменшення габаритних розмірів двигунів і забезпечення

необхідних механічних характеристик, розміщують в площині вібраційного поля навколо однієї осі з певним кутовим кроком.

Під час проектування та експлуатації вібраційних двигунів важливим є оптимальний вибір кутового кроку розміщення маятникових вібраторів. Визначити оптимальне розміщення вібраторів можна за допомогою критеріїв оцінки руху маятникових вібраторів. Пошук і вивід таких критеріїв – завдання, що розв'язується у цій роботі.

**Результати досліджень.** Плоске вібраційне поле, що створюється на робочому органі вібраційного обладнання, переважно описується залежностями

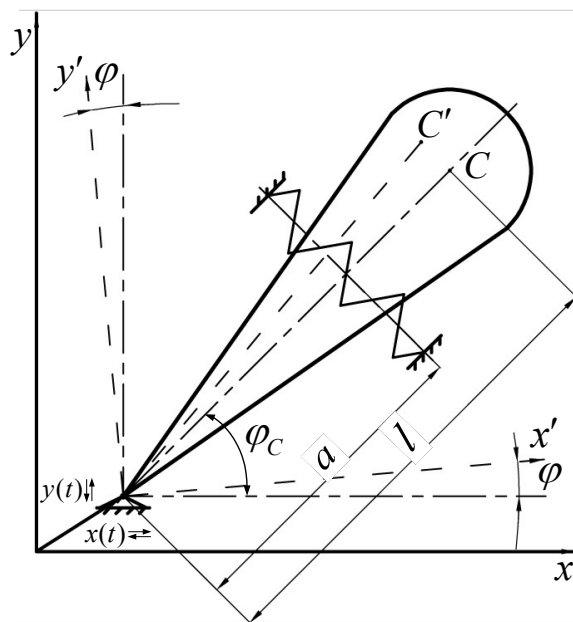
$$\begin{aligned}x &= d \cos vt; \\ y &= b \sin(vt + \alpha),\end{aligned}\quad (1)$$

де  $d, b$  – амплітуди коливань робочого органа вздовж осей  $OX$  і  $OY$  відповідно;  $v$  – частота коливань робочого органа;  $\alpha$  – кут зсуву фаз коливань робочого органа по відповідних осях координат.

Розрахункову схему підпружиненого маятника, розміщеного під довільним кутом  $\varphi_C$  до горизонтальної осі  $OX$  нерухокої системи координат  $OXYZ$ , показано на рисунку, а його вимушені коливання описуються диференціальним рівнянням вигляду

$$\begin{aligned}I\ddot{\varphi} + \lambda\dot{\varphi} &= mgl \sin \varphi - ca^2\varphi + \\ &+ ml[\ddot{x}(\cos \varphi \sin \varphi_C + \sin \varphi \cos \varphi_C) + \\ &+ \ddot{y}(\sin \varphi \sin \varphi_C - \cos \varphi \cos \varphi_C)],\end{aligned}\quad (2)$$

де  $I$  – момент інерції маятника щодо осі підвісу  $O_1$ ;  $m$  – маса маятника;  $c$  – жорсткість пружин підвіски;  $a$  – віддаль від осі підвісу маятника до точки кріплення пружин;  $l$  – віддаль від осі підвісу маятника до його центра мас;  $\lambda$  – коефіцієнт опору;  $g$  – прискорення земного тяжіння;  $\varphi$  – кут відхилення маятника від положення рівноваги, яке визначається кутом  $\varphi_C$ .



Розрахункова схема

Як відомо [1], власна частота коливань подібної коливної системи обчислюється за залежністю

$$k = \sqrt{\frac{ca^2 - mgl}{I}}. \quad (3)$$

Розглядаючи малі коливання маятника, як завгодно розміщеного в плоскому вібраційному полі ( $\sin \varphi \approx 0, \cos \varphi \approx 1$ ), і вводячи позначення

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{mlv^2}{I} \sqrt{(b \cos \alpha \sin \varphi_C)^2 + (d \cos \varphi_C + b \sin \alpha \sin \varphi_C)^2}; \\ \varepsilon &= \frac{(-mlv^2)}{I} \sqrt{[(-b) \cos \alpha \cos \varphi_C]^2 + [d \sin \varphi_C + (-b) \sin \alpha \cos \varphi_C]^2}; \\ \operatorname{tg} \varphi_1 &= \frac{(d \cos \varphi_C + b \sin \alpha \sin \varphi_C)}{b \cos \alpha \sin \varphi_C}; \\ \operatorname{tg} \varphi_2 &= \frac{[d \sin \varphi_C + (-b) \sin \alpha \cos \varphi_C]}{(-b) \cos \alpha \cos \varphi_C}; \\ \lambda_1 &= \frac{\lambda}{2I}, \end{aligned} \quad (4)$$

приведемо рівняння (2) руху маятника до такого вигляду:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + 2\lambda_1 \dot{\varphi} + [k^2 + \mu \sin(vt + \varphi_1)] \varphi &= \\ &= \varepsilon \sin(vt + \varphi_2). \end{aligned} \quad (5)$$

Наведене лінеаризоване диференційне рівняння другого порядку з періодичними коефіцієнтами описує режими руху маятника, як завгодно розміщеного в плоскому вібраційному полі. Стійкість цих режимів руху підпружиненого маятника гарантується виконанням умови

$$\lambda_1^2 > (1/8) \left( k^2 + \mu - k^2 \sqrt{k^2 + \mu} \right). \quad (6)$$

Виконання цієї умови за методикою, наведеною в [2], дає змогу також знайти закон руху маятника у такому вигляді:

$$\varphi = A \sin(vt + \zeta); \quad (7)$$

$$A = \frac{\sqrt{(2\lambda_1 v \varepsilon)^2 + \varepsilon^2 (k^2 - v^2)^2}}{\sqrt{[(k^2 - v^2)^2 + 4\lambda_1^2 v^2]^2}}; \quad (8)$$

$$\zeta = \operatorname{arctg}(k^2 - v^2) / 2\lambda_1 v \varepsilon. \quad (9)$$

Механічні характеристики вібраційних двигунів визначаються габаритно-масовими характеристиками маятників, жорсткістю пружин підвіски і законом руху маятників (амплітудою вимушених коливань). Амплітуда вимушених коливань вібраторів двигуна за інших рівних умов значною мірою залежить від амплітуди і траєкторії коливань робочого органа, на якому вони встановлені, і від кута  $\varphi_C$ . Стійкість вимушених коливань вібраторів і амплітуди коливань визначаються співвідношеннями (6), (10) і (11). Для визначення впливу кута  $\varphi_C$  на ці параметри руху маятника необхідно знайти величини  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\mu$ ,  $\varepsilon$  за найбільш характерних форм вимушувального вібраційного поля. Розглянемо п'ять характерних випадків вібраційного поля, що найчастіше використовуються у практиці.

Випадок 1.

Нехай вібраційне поле описується залежністю (а) і  $b \neq d$ ,  $\alpha = 0$ . У цьому випадку кожна точка робочого органа вібраційного обладнання описує еліпс, розміщення великої осі якого визначається співвідношенням між параметрами  $b$  і  $d$ . Отримаємо

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \varphi_1 = d \cos \varphi_c / b \sin \varphi_c = \frac{d}{b} \operatorname{ctg} \varphi_c; \\ \operatorname{tg} \varphi_2 = -d \cos \varphi_c / b \cos \varphi_c = -\frac{d}{b} \operatorname{tg} \varphi_c; \\ \mu = (mlv^2 / I) \sqrt{b^2 \sin^2 \varphi_c + d^2 \cos^2 \varphi_c}; \\ \varepsilon = (-mlv^2 / I) \sqrt{b^2 \cos^2 \varphi_c + d^2 \sin^2 \varphi_c}. \end{cases} \quad (10)$$

Випадок 2.

За  $b = d = b_0$  і  $\alpha = 0$  – робочий орган здійснює коливання по колу. Тоді

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{ctg} \varphi_c; \mu = mlv^2 b_0^2 / I; \\ \operatorname{tg} \varphi_2 = -\operatorname{tg} \varphi_c; \varepsilon = -mlv^2 b_0 / I. \end{cases} \quad (11)$$

Випадок 3.

За  $b = 0$ ,  $d \neq 0$ ,  $\alpha = 0$  – робочий орган здійснює коливання вздовж горизонтальної осі:

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \varphi_1 = \infty; \varphi_1 = \frac{\pi}{2}; \operatorname{tg} \varphi_2 = -\infty; \\ \varphi_2 = \frac{3\pi}{2}; \mu = (mlv^2 d / I)^2 \cos \varphi_c; \\ \varepsilon = (-mlv^2 d / I) \sin \varphi_c. \end{cases} \quad (12)$$

Випадок 4.

За  $b \neq 0$ ,  $d = 0$ ,  $\alpha = 0$  – робочий орган здійснює коливання вздовж вертикальної осі:

$$\begin{cases} \operatorname{tg} \varphi_1 = 0; \operatorname{tg} \varphi_2 = 0; \varphi_1 = \varphi_2 = 0 \\ \mu = (mlv^2 b / I) \sin \varphi_c; \\ \varepsilon = (-mlv^2 b / I) \cos \varphi_c. \end{cases} \quad (13)$$

Випадок 5.

За  $b \neq d$ ,  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  – робочий орган здійснює коливання по прямій, що становить кут  $\gamma$  з горизонталлю  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{b}{d}$ :

$$\begin{cases} \varphi_1 = \frac{\pi}{2}; \varphi_2 = \frac{3\pi}{2}; \\ \mu = (mlv^2 / I) \cdot (d \cos \varphi_c + b \sin \varphi_c); \\ \varepsilon = (-mlv^2 / I) \cdot (d \sin \varphi_c - b \cos \varphi_c). \end{cases} \quad (14)$$

**Висновки.** Основна механічна характеристика вібраційного двигуна – це залежність кутного моменту на вихідному валу перетворювача від його кутової швидкості. Кутова швидкість вихідного вала двигуна тим більша, чим більша амплітуда коливань маятників, величина якої, згідно з (8), повністю визначається параметром  $\varepsilon$ .

У випадку 1 найбільшу амплітуду коливань маятник матиме тоді, коли лінія, що з'єднує вісь підвісу і центр мас, буде перпендикулярною до великої осі еліпса траєкторії руху точки підвісу. Наприклад, якщо  $b > d$ , то  $\varphi_c = 0$ , і лінія, що з'єднує вісь підвісу і центр мас у положенні рівноваги, повинна бути перпендикулярною до осі  $OY$ .

У випадку 2 вісь підвісу під дією вібраційного поля рухається по колу. У цьому випадку параметр  $\varepsilon$  залишається сталим за будь-якого кута  $\varphi_c$ , або іншими словами – розміщення маятника у вібраційному полі не впливає на його амплітуду коливань.

Характерними є випадки 3 і 4. У цих випадках вісь підвісу рухається по горизонталі і вертикалі, відповідно параметр  $\varepsilon$ , а значить і амплітуда коливань маятника, максимальні тоді, коли лінія, що з'єднує вісь підвісу і центр мас, перпендикулярні до горизонталі або вертикалі ( $\varphi_c = \pi/2$  або  $\varphi_c = 0$ ).

У п'ятому випадку робочий орган рухається по прямій, що становить кут  $\varphi_3$  з горизонталлю. Параметр  $\varepsilon$  досягне максимуму за  $\varphi_c = \pi/2 - \varphi_3$ ,  $tg\varphi_3 = d/b$ . Тобто в цьому випадку амплітуда коливань маятника буде максимальною, коли лінія, що з'єднує вісь підвісу і центр мас у стані рівноваги, буде перпендикулярна до прямої, вздовж якої рухається вісь підвісу.

Наведені критерії оцінки руху маятникових вібраторів вібраційних двигунів дають змогу на етапі вибору конструктивної схеми двигуна визначати їх оптимальне кутове розміщення.

1. Ананьев И. В. *Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем.* – М.–Л., 1946. 2. Евгеньев В.С., Павловский М.А. *О систематических погрешностях маятников чувствительных элементов при линейных колебаниях основания // Механика твердого тела.* – 1977. – № 2.

УДК 621.01

В.М. БОРОВЕЦЬ, В.С. ШЕНБОР

Національний університет “Львівська політехніка”

## ВІБРАЦІЙНА ОБРОБКА ПЛОСКИХ ДОВГОВИМІРНИХ ДЕТАЛЕЙ

© Боровець В.М., Шенбор В.С., 2007

*Розглянуто технологічний процес вібраційної обробки плоских довговимірних деталей в закріпленому стані з використанням вібраційних машин з електромагнітним приводом. Розглянуті вібраційні машини дають змогу розширити технологічні можливості шляхом забезпечення обробки певних площин деталей та збільшити силу різання за рахунок протифазного руху елементів машини, що приводить до зростання сумарної швидкості взаємодії оброблюваних деталей та робочого середовища.*

*In this work the technological process of vibration treatment of flat long details is considered in the fastened state with the use of machines of vibrations with an electromagnetic occasion. Considered the machines of vibrations allow to extend technological possibilities by providing of treatment of certain planes of details and multiply cutting force due to opposite motion of elements of machine which results in growth of total speed of co-operation of the processed details and working environment.*

**Постановка проблеми.** У цій роботі розглянуто можливість обробки довговимірних плоских деталей у вібраційних машинах з електромагнітним приводом закріпленням їх на спеціальних пристроях, змонтованих та встановлених на підрамах, що коливаються разом з деталлю в протифазі контейнера. Можливість такого руху дає змогу збільшити швидкість взаємодії оброблюваних деталей та робочого середовища, а отже, і створене ним зусилля різання, тим самим