№ 1 (53)
2009
Вібрації в техніці та технологіях

Іскович-Лотоцький Р. Д.

Бакало М. В.

Вінницький національний технічний університет

УДК 621.979

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН ІНЕРЦІЙНОЇ ДІЇ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

В данной работе рассмотрен вопрос оптимизации вибрационных машин инерционного действия с гидроимпульсным приводом по критерию максимизации энергии, переданной рабочему органу.

In this article considered optimization of vibro-pressing equipment of inertial action with hydro-pulse drive in case when actuator will be have maximum of power.

Проектування та виготовлення обладнання з оптимальними параметрами є актуальною проблемою сучасного машинобудування. Єдиного загальноприйнятого алгоритму для вирішення цієї проблеми поки що не існує. Такий алгоритм може бути створений лише для обладнання одного технологічного виду машин. Зокрема, дана робота присвячена створенню єдиного алгоритму оптимального проектування інерційних вібраційних машин з гідроімпульсним приводом.

1. Попередній аналіз задачі. Обладнання з гідроімпульсним приводом – це здебільшого вібраційні машини інерційного типу [1], де виділяються: станина (m_3), стіл у вигляді робочого органу (m_1), рухома траверса з інерційною масою (m_2).Характер взаємодії цих ланок між собою залежить від фізико-механічних параметрів заготовки, зокрема, від її жорсткості ($c_з$), жорсткості пружин пружного повернення ($c_п$) та жорсткості віброізоляції станини машини ($c_в$). Дослідження динаміки таких машин показало, що при виконанні умови $c_в<c_п$ і $m_3/(m_1+m_2)>8$ процес коливань можна розглядати як двочастотний (дві частоти ω_2 і ω_3 змінюються в широких межах), а при $c_в/c_п>100$ і рекомендованому вище співвідношенні мас – як одночастотний (лише частота ω_2 змінюються в широких межах) [2]. Розглянемо розрахункову схему вібраційної машини з врахуванням останніх припущень (рис. 1.).

Розглянемо процес ущільнення формувальної суміші віброударним струшуванням на прикладі запропонованої розрахункової схеми. За критерій оптимальності приймемо максимізацію кількості енергії переданої робочому органу системи.

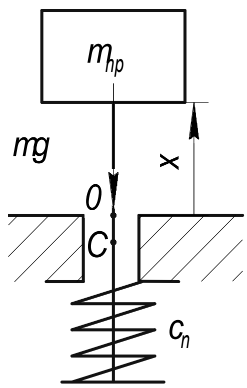

Рис. 1. – Розрахункова схема

Система приводиться в рух за допомогою вимушуючого імпульсу *S*, який надає масі $m_{пр}$ початкову швидкість v_0.

Цей рух системи описується рівнянням

$$m\ddot{x}+c_n x=-mg\ ,$$

яке представимо у вигляді

$$\ddot{x}+b^2x=-g\ , \qquad (1)$$

де $\dfrac{c_n}{m}=b^2$.

При початкових умовах

$$t = 0,\ x = 0,\ \dot{x} = v_0$$

розв'язок рівняння (1) відомий [3]

$$x = \frac{g}{b^2}\cos bt + \frac{v_0}{b} tg bt - \frac{g}{b^2}, \qquad (2)$$

$$\dot{x} = \frac{v_0}{\cos^2 bt} - \frac{g}{b}\sin bt .$$

В момент $t = T$ відбувається ударна взаємодія робочого органу зі станиною. Щоб оцінити енергію удару, припустимо, що накопичена потенціальна енергія пружин пружного повернення повністю переходить у кінетичну енергію робочого органу $E_{p.o.}$ під час удару, тоді

$$E_{p.o.} = 0.5mv^2 . \qquad (3)$$

З рівняння (3) видно, що для збільшення енергії робочого органу необхідно збільшувати його швидкість в момент удару, проте в гідравлічному приводі швидкість руху плунжера циліндра є обмеженою і не може перевищувати $v_{\max}$. Зважаючи на це, можна по-новому сформулювати задачу оптимізації: забезпечити таку роботу механізму, при якій за одиницю часу відбудеться максимальна кількість зіткнень робочого органу зі станиною з максимально можливою швидкістю, тобто $T \to \min$ при $v(T) = v_{\max}$.

2. Оптимізація основної підсистеми методом оптимального керування Понтрягіна. Рух робочого столу описується рівнянням (1). Якщо відраховувати час після кожного зіткнення робочого столу з станиною, а координату *x* від точки рівноваги *C*, то отримаємо наступні початкові умови:

$$x(0) = x_0,\ \dot{x}(0) = RV_{\max},\ x(T) = x_0,$$

$$\dot{x}(T) = -V_{\max},$$

де R – коефіцієнт відновлення швидкості під час удару.

Представимо розв'язок рівняння (1) як функцію $\dot{x}$ від x, виключивши з нього параметр t.

$$\left(x - \frac{g}{b^2}\right)^2 + \left(\frac{\dot{x}^2}{b}\right)^2 = \rho^2 . \qquad (4)$$

Як видно з рівняння (4) в площині ($x; \dot{x}/b$) фазовими траєкторіями є кола з центром в точці $x = -g/b^2$ при $\dot{x} = 0$.

Зобразимо фазові траєкторії (рис. 2) з врахуванням наступних умов неперервності в точці прикладання імпульсу [4] у вигляді

$$x(t_1 + 0) = x(t_1 - 0),\ \dot{x}(t_1 + 0) = \dot{x}(t_1 - 0) + \frac{S}{m} .$$

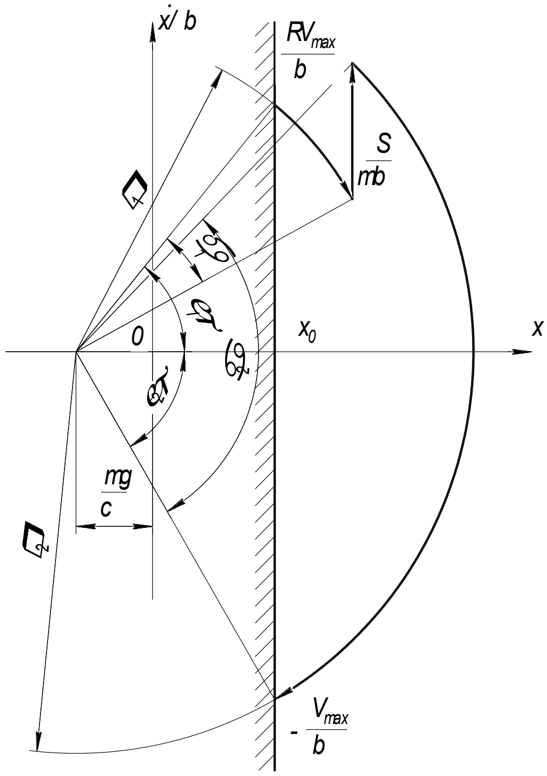

Рис. 2. Фазові траєкторії руху

Отримуємо наступні рівняння зв'язку:

$$\rho_1 \cos(\varphi_1 - \alpha_1) - \rho_2 \cos(\alpha_2 - \varphi_2) = 0,$$

$$\rho_1 \sin(\varphi_1 - \alpha_1) - \rho_2 \sin(\alpha_2 - \varphi_2) + $$

$$+ \frac{S}{mb} = 0 \qquad (5)$$

де

$$\rho_1 = \sqrt{\left(x_0 + \frac{mg}{c_n}\right)^2 + \left(\frac{RV_{\max}}{b}\right)^2};$$

$$\rho_2 = \sqrt{\left(x_0 + \frac{mg}{c_n}\right)^2 + \left(\frac{V_{\max}}{b}\right)^2};$$

$$\sin\varphi_1 = \frac{RV_{\max}}{b\rho_1};\ \sin\varphi_2 = \frac{V_{\max}}{b\rho_2};$$

$$\alpha_1 = bt_1;\ \alpha_2 = bt_2 = b(T - t_1).$$

Добавляючи до системи (5) співвідношення

$$T = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{b}, \qquad (6)$$

отримуємо три рівняння з чотирма невідомими

T, α_1, α_2 та S (тут $V_{\max}$, b та x_0 фіксовані). Тоді рішення даної задачі зводиться до визначення імпульсу S в діапазоні

$$0 < S \le S_{\max}, \tag{7}$$

який забезпечує найменший час T. З системи (5) – (6) отримуємо:

$$\delta T = \frac{S}{\rho_1 \rho_2 b^3 m^2 \sin(bT - \varphi_1 - \varphi_2)} \delta S, \tag{8}$$

де δT і δS – варіації відповідних змінних.

Коефіцієнт при δS не дорівнює нулю, тому всередині обмеження (7) немає екстремуму по S. Отже оптимальне рішення знаходиться або на обмеженнях (7), або на границях існування $t_1 \ge 0$; $t_2 \ge 0$ при $0 < t < T$; $x > x_0$.

Якщо $S/m < (1 - R)V_{\max}$, то система є некерованою.

Якщо $S/m > (1 - R)V_{\max}$, тоді формальне оптимальне рішення наступне $\frac{S}{m} = (1 - R)V_{\max}$.

Підставимо в отриманий вираз залежність величини керуючого імпульсу від конструктивних параметрів вібраційної машини [1]

$$S = \sqrt{\frac{p_1^2 W c_p}{K_{np}}}\tau;$$

$$\frac{p_1 \tau}{m}\sqrt{\frac{W c_p}{K_{np}}} = (1 - R)V_{\max}.$$

де p_1 – тиск спрацьовування вібророзбуджувача, τ – час дії імпульсу, W – акумульований об'єм системи, c_p – жорсткість стовпа рідини, K_{np} – зведений модуль пружності системи.

3. Висновки. Отриманий вираз дає можливість визначити співвідношення між конструктивними параметрами привода вібраційних машин, при яких робочому органу передається максимальна кількість енергії.

Література

1. Іскович-Лотоцький Р.Д. Основи теорії розрахунку та розробки процесів і обладнання для віброударного пресування. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006.

2. Іскович-Лотоцький Р.Д., Бакало М.В. Дослідження динаміки вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом //Вісник Вінницького політехнічного інституту. -2007. -№4.-С.121-125.

3. Э. Камке. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям, 4 изд. М.: Наука, 1976.

4. Виба Я.А. Оптимизация и синтез виброударных машин. – Рига: Зинатне, 1988.