Bibliography:
1. Andilahay A.A. Abrasive machining of parts submerged jets / A.A. Andilahay. – Mariupol: PSTU 2006. – 190 p. (Rus.)
2. Physico-mathematical theory of material processing, manufacturing engineering / General. Ed. F.V. Novikov, A.V. Yakimov: in 10 T.1. Mechanic cutting materials. – Odessa: ONPU 2002. – 580 p. (Rus.)
3. Novikov F.V. Theoretical analysis of parameters of the power intensity of abrasive blasting / F.V. Novikov, A.A. Andilahay // Naukovi pratsi of Donetsk nat. tehn. University that. Seriya: machine-building i mashinoznavstvo. – Donetsk: Donetsk National Technical University, 2010. – Vip. 7. – P. 46-53. (Rus.)

Рецензент: В.В. Суглобов
д-р техн. наук, проф., ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 31.03.2014

УДК621.923.74

© Бурлаков В.И.*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО КОНТЕЙНЕРА ПРИ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ

В статье показано создание математической модели исследования влияния скоростей и ускорений элементов рабочей среды в различных зонах контейнера при помощи уравнений динамики движения контейнера, моделирования движения элементов загрузки с учетом конфигурации контейнера, а, следовательно, изменения давления в массе загрузки, прогнозирования зависимости съема металла от физико-механических параметров обработки.
Ключевые слова: *математическая модель скорости и ускорения элементов загрузки, ось вращения дебаланса, эксцентриситет дебаланса, центр масс, уравнение движения контейнера.*

Бурлаков В.І. Моделювання рухів робочого контейнера при вібраційній обробці. *У статті показано створення математичної моделі дослідження впливу швидкостей і прискорень елементів робочого середовища в різних зонах контейнера за допомогою рівнянь динаміки руху контейнера, моделювання руху елементів завантаження з врахуванням конфігурації контейнера, а, отже, зміни тиску в масі завантаження, прогнозування залежності знімання металу від фізико-механічних параметрів обробки.*
Ключові слова: *математична модель швидкості і прискорення елементів завантаження, вісь обертання дебаланса, ексцентриситет дебалансу, центр мас, рівняння руху контейнера.*

V.I. Burlakov. Design of the motion of working container at oscillation treatment. *In the article creation of mathematical model of research of influence of speeds and accelerations of elements of working environment is shown in the different areas of container through equalizations of dynamics of motion of container, design of motion of elements of loading taking into account configuration of container, and, consequently, changes of pressure in-bulk loading, prognostications of dependence of metal output from the physics-mechanical parameters of treatment.*
Keywords: *mathematical model, speeds and accelerations of elements loading, axis and*

* *канд. техн. наук, доцент, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь, burlakov_63@mail.ru*

ISSN 2225-6733

rotation of debalance, eccentricity of debalance, container, mass centre, equalization of motion of container.

Постановка проблемы. Чтобы выработать стратегически рациональное решение, часто полезно прибегнуть к моделированию явления или объекта. По свойствам и отношениям параметров модели можно судить о свойствах и отношениях изучаемого объекта, однако, не обо всех, а лишь о важных для исследования (так называемых доминирующих) и при этом аналогичных в модели и в объекте. Системный подход к моделированию технических систем предполагает комплексное изучение, построение и анализ объектов исследования с позиции системного анализа.

Анализ последних исследований и публикаций. Для описания процессов, происходящих при обработке деталей в свободных абразивах, наиболее часто применяют следующие виды математических моделей: вероятностно-кинематические; модели, в которых рассматривается контакт единичного зерна и фрагмента поверхности детали; модели, основанные на представлении рабочей среды как сплошной среды, обладающей упругопластическими свойствами; реологические модели. Данная проблема рассматривалась Усовым А.В., Струтиньским В.Б., Шаинским М.Е., Журавлевой Л.А., Бабичевым А.П., Ивановым В.В., Нечай Е.В., Сиденко В.М.

Цель статьи – описания движения рабочей среды в контейнерах различных форм и создание математической модели исследования влияния скоростей и ускорений элементов рабочей среды в различных зонах контейнера при помощи уравнений динамики движения контейнера, моделирования движения элементов загрузки с учетом конфигурации контейнера, а, следовательно, изменения давления в массе загрузки, прогнозирования зависимости съема металла от физико-механических параметров обработки.

Изложение основного материала. Для описания движения рабочей среды в контейнерах различных форм требуется создание математической модели исследования влияния скоростей и ускорений элементов рабочей среды в различных зонах контейнера при помощи уравнений динамики движения контейнера, моделирования движения элементов загрузки с учетом конфигурации контейнера, а, следовательно, изменения давления в массе загрузки, прогнозирования зависимости съема металла от физико-механических параметров обработки [1].

Станок для вибрационной обработки деталей (ВиО-станок) (рис.) содержит закрепленный контейнер 2 с упруго-вязкими связями и дебалансный вибровозбудитель 1.

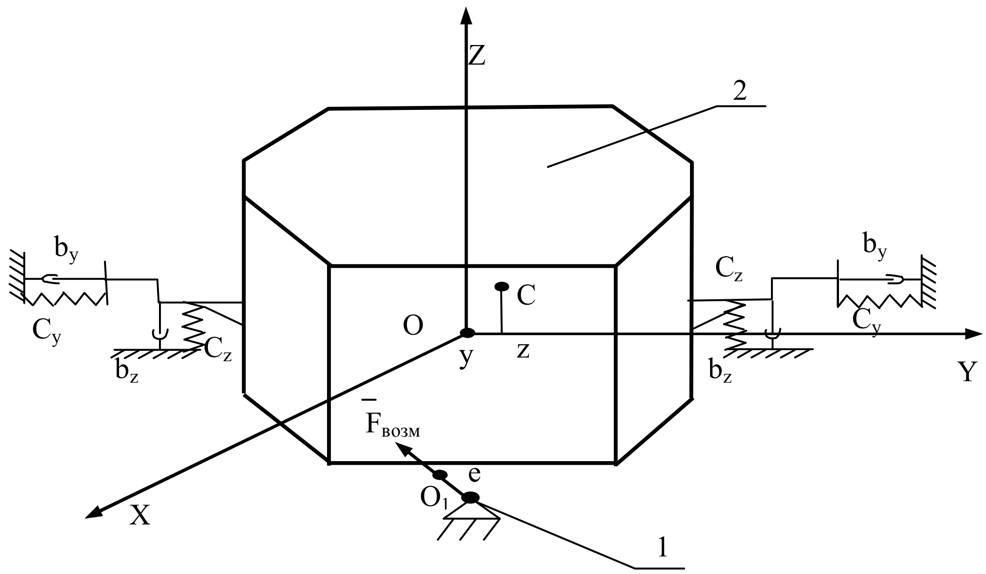

Рисунок – Расчетная схема динамической модели движения контейнера

Будем считать, что горизонтальная ось вращения дебаланса расположена на оси симметрии контейнера в его положении равновесия [2].

Точка O – положение центра масс контейнера в положении статического равновесия.

ISSN 2225-6733

Принимаем следующие конструктивные, инерционные, жесткостные, диссипативные параметры ВиО-станка:

– масса контейнера – $m_к$, кг;

– м асса загрузки (рабочая среда и детали) – $m_з$, кг;

– м асса дебаланса 1 – $m_д$, кг;

– м омент инерции загруженного контейнера относительно центральной оси OX – J, кг/м^2;

– коэффициент крутильной жесткости вала, вокруг которого вращается дебаланс – C_φ, Нм/рад;

– коэффициенты жесткости креплений вдоль осей Y и Z – C_y, C_z , Н/м. Коэффициенты диссипации, учитывающие свойства креплений и влияние рабочей среды, которую представляем в виде псевдожидкости, вдоль осей Y и Z – b_y, b_z, Нс/м и вокруг оси OX – b_φ, Нс/м;

– угловая скорость вращения дебаланса вокруг оси OX – ω, рад/сек;

– эксцентриситет дебаланса (расстояние от массы дебаланса до его оси вращения OX)- е,м;

– отсчет угла поворота дебаланса начинаем с вертикального положения;

Сечение имеет восьмиугольную форму, вытянутую вдоль оси Y. Вид с оси OX показан на рисунке. По оси OY контейнер имеет U-образную форму. Пружины расположены симметрично по отношению к центральному сечению.

Рассматриваем ВиО-станок как систему с тремя степенями свободы, обобщенные координаты – координаты центра масс по осям q_1 – Y, q_2 – Z, угол поворота вокруг оси OX, проходящей через центр масс контейнера, q_3 – φ [3].

Для составления дифференциального движения механической системы используем уравнение Лагранжа II рода. При этом переменность конфигурации рабочей среды не учитываем.

Масса колеблющегося контейнера с массой загрузки $M = m_к + m_з$.

Кинетическая энергия контейнера T и диссипативная функция системы Φ равны:

$$T = \frac{1}{2} M \left(\overset{*}{Y}^{2} + \overset{*}{Z}^{2} \right) + \frac{J\varphi^2}{2}, \qquad \Phi = \frac{1}{2} \left(b_y \overset{*}{Y}^{2} + b_Z \overset{*}{Z}^{2} + b_\varphi \overset{*}{\varphi}^{2} \right). \tag{1}$$

Потенциальные обобщенные силы равны:

$$Q_y^{(n)} = - C_y\ Y, \quad Q_z^{(n)} = - C_z\ Z, \quad Q_\varphi^{(n)} = - C_\varphi\ \varphi. \tag{2}$$

Обобщенные возмущающие силы равны:

$$\begin{cases} Q_1^E = F_y^E = m_д \omega^2 e \sin(\omega t) \\ Q_2^E = F_z^E = m_д \omega^2 e \cos(\omega t) \\ Q_\varphi^E = M_\varphi^E = m_д \omega^2 e Z_д \sin(\omega t) - Y_д \cos(\omega t) \end{cases}, \tag{3}$$

где $Y_д$, $Z_д$ – координаты дебаланса.

Уравнение Лагранжа II рода системы для обобщенных координат Y, Z и φ имеют вид:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt}\left(\frac{dt}{dy}\right) - \frac{dT}{dy} = Q_y^n + Q_y^C + Q_y^E \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{dt}{dz}\right) - \frac{dT}{dz} = Q_z^n + Q_z^C + Q_z^E \\ \frac{d}{dt}\left(\frac{dt}{d\varphi}\right) - \frac{dT}{d\varphi} = Q_{\varphi z}^n + Q_\varphi^C + Q_\varphi^E \end{cases}, \tag{4}$$

Подставив значения T, Ф, $Q^{(c)}$, $Q^{(b)}$, $Q^{(n)}$, получим

$$\begin{cases} M\overset{**}{Y}+b_y\overset{*}{Y}+C_yY=H\sin(\omega t) \\ M\overset{**}{Z}+b_z\overset{*}{Z}+C_zZ=H\cos(\omega t) \\ J\overset{**}{\varphi}+b_\varphi\overset{*}{\varphi}+C_\varphi\varphi=H\left(Z_\partial\sin(\omega t)-Y_\partial\cos(\omega t)\right) \end{cases}, \tag{5}$$

где $H = m_д e w^2$, кг м/с^2 – амплитуда возмущающей силы.

Поделив на массу M левые и правые части этих уравнений, получим дифференциальные уравнения вынужденных колебаний:

$$\begin{cases} \overset{**}{Y}+2n_y\overset{*}{Y}+k_y^2\,Y=h\sin(\omega t) \\ \overset{**}{Z}+2n_z\overset{*}{Z}+k_z^2Z=h\cos(\omega t) \\ \overset{**}{\varphi}+2n_\varphi\overset{*}{\varphi}+k_\varphi^2\varphi=h\left(Z_\partial\sin(\omega t)-Y_\partial\cos(\omega t)\right) \end{cases}, \tag{6}$$

где $2n_y=\frac{b_y}{M}$, $2n_z=\frac{b_z}{M}$, $k_y^2=\frac{C_y}{M}$, $k_z^2=\frac{C_z}{M}$, $h=\frac{H}{M}$, $2n_\varphi=\frac{b_\varphi}{M}$, $k_\varphi=\frac{C_\varphi}{J}$.

Частные решения неоднородных дифференциальных уравнений второго порядка при отсутствии резонанса найдем в виде:

$$\begin{cases} Y=A_y\sin(\omega t+\delta_1) \\ Z=A_z\cos(\omega t+\delta_2) \\ \varphi=A_{1\varphi}\cos(\omega t)-A_{2\varphi}\sin(\omega t) \end{cases}. \tag{7}$$

Подставив (2) в (1), получим:

$$A_y=\frac{h}{\sqrt{\left(k_y^2-\omega^2\right)^2+4n_y^2\omega^2}} \qquad tg\delta_1=\frac{2n_y\omega}{k_y^2-\omega^2}, \tag{8}$$

$$A_z=\frac{h}{\sqrt{\left(k_z^2-\omega^2\right)^2+4n_z^2\omega^2}}, \qquad tg\delta_2=\frac{2n_z\omega}{k_z^2-\omega^2} \tag{9}$$

$$A_{1\varphi}=\frac{hY_\varphi\left(k_\varphi^2-\omega^2\right)+2n_\varphi\omega z_\varphi}{\Delta} \; A2_{1\varphi}=\frac{hZ_\varphi\left(k_\varphi^2-\omega^2\right)+2n_\varphi\omega Y_\varphi}{\Delta}, \tag{10}$$

где

$$\Delta=\left(k_\varphi^2-\omega^2\right)^2+4n_\varphi^2\omega^2. \tag{11}$$

Кинематические уравнения движения центра масс в случае малого сопротивления, если

ISSN 2225-6733

коэффициенты диссипации удовлетворяют условиям $n_y<k_1$, $n_z>k_2$ имеют вид:

$$\begin{cases} Y = e^{-n_y t}\left(C_1 \cos k_y t + C_2 \sin k_y t\right) + A_y \sin(\omega t + \delta_1) \\ Z = e^{-n_y t}\left(C_z \cos k_z t + C_4 \sin k_z t\right) + A_z \cos(\omega t + \delta_1) \\ \varphi = e^{-n_y t}\left(C_5 \cos k_\varphi t + C_{6z} \sin k_{\varphi z} t\right) + A_{1\varphi} \sin(\omega t) - A_{2\varphi} \sin(\omega t) \end{cases} . \qquad (12)$$

В процессе виброобработки, когда t>>o, слагаемые в решении (12), содержащие экспоненту, стремятся к нулю. Поэтому будем считать, что центр масс, а вместе с ним и контейнер, будет двигаться согласно уравнениям (7).

$$\begin{cases} Y = \dfrac{h}{\sqrt{\left(k_y^2-\omega^2\right)^2+4n_y^2\omega^2}} \sin\left(\omega t + arctg \dfrac{2n_y\omega}{k_y^2-\omega^2}\right) \\ Z = \dfrac{h}{\sqrt{\left(k_z^2-\omega^2\right)^2+4n_z^2\omega^2}} \sin\left(\omega t + arctg \dfrac{2n_z\omega}{k_z^2-\omega^2}\right) \end{cases}$$ – частные решения из (8), (9).

Таким образом, решив полученные уравнения движения контейнера, можно получить координаты перемещения центра масс с учетом амплитудно-частотных характеристик контейнера, и говорить о скорости перемещения гранул внутри контейнера. Следовательно, можно оценивать производительность процесса.

Выводы

1. Разработаная математическая модель, представляющая собой комплекс из нескольких математических моделей, позволяющих рассмотреть динамику движения среды с учетом специфики рассматриваемого объекта.

2. Разработанная математическая модель впервые позволяет исследовать направления и величины скоростей и ускорений элементов рабочей среды внутри контейнера, а также определять координаты детали в рабочей среде для исследования траектории движения деталей в контейнере.

Список использованных источников:

1. Сиденко В.М. Основы научных исследований : учебник для вузов / В.М. Сиденко. – Харьков: Высшая школа, 1977. – 287 с.
2. Сергиев А.П. Некоторые вопросы теории виброабразивной обработки / А.П. Сергиев // Вибрационная обработка: материалы семинара. – М., 1966. – С. 43-57.
3. Бабичев А.П. Основы вибрационной технологии: учебник для вузов / А.П. Бабичев, И.А. Бабичев. – Ростов-на-Дону: Высшая школа, 2008. – 694 с.

Bibliography:

1. Sidenko V.M. Bases of scientific researches : textbook for the institutes of higher / V.M. Sidenko. – Kharkov: Vysshaya shkola, 1977. – 287 p. (Rus.)
2. Sergiev A.P. Some questions of theory of vibroabrasive treatment / A.P. Sergiev // Oscillation treatment: materials of seminar. – M., 1966. – P. 43-57. (Rus.)
3. Babichev A.P. Bases of oscillation technology: textbook for the institutes of higher / A.P. Babichev, I.A. Babichev. – Rostov-na-Donu: Vysshaya shkola, 2008. – 694 p. (Rus.)

Рецензент: С.С. Самотугин
д-р техн. наук, проф., ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 20.01.2014