

ТРАНСПОРТ ТА ЛОГІСТИКА

УДК 621.923.74

© Бурлакова Г.Ю.*

ДИНАМИЧЕСКИЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРАКТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОНТЕЙНЕРА ДЛЯ ОБРАБОТКИ МЕЛКИХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

В статье показаны зависимости характеризующие динамику массы загрузки контейнера с учетом его скоростей и ускорений в крайних положениях дебаланса и определяют максимальную и минимальную производительность процесса вибрационной обработки.

Ключевые слова: контейнер, дебаланс современные методы обработки, вибрационная обработка, процесс вибрационной обработки, динамика массы загрузки контейнера.

Бурлакова Г.Ю. Динамічні рівняння руху і кінематичні характеристики практичної моделі контейнера для обробки дрібних деталей автомобілів. У статті показані залежності маси завантаження контейнера, що характеризують динаміку, з врахуванням його швидкостей і прискорень в крайніх положеннях дебалансу і визначають максимальну і мінімальну продуктивність процесу вібраційної обробки.

Ключові слова: контейнер, дебаланс сучасні методи обробки, вібраційна обробка, процес вібраційної обробки, динаміка маси завантаження контейнера.

G.Yu. Burlakova. Dynamic equations of motion and kinematics descriptions of practical model for treatment of small car parts. In the article dependence is shown, characterizing a dynamics masses of loading of container taking into account his speeds and accelerations in extreme positions of debalance and determine the burst and minimum performance of process of oscillation treatment.

Keywords: container, debalance is modern methods of treatment, oscillation treatment, process of oscillation treatment, dynamics of mass of loading of container.

Постановка проблемы. Актуальной научно-технической задачей применительно к вибрационной обработке является обработка мелких деталей автомобильной промышленности для повышения качества обрабатываемой поверхности.

Анализ последних исследований и публикаций. Чтобы выработать стратегически рациональное решение, часто полезно прибегнуть к моделированию явления или объекта.

Как известно, моделирование – это мощное средство научного познания и решения практических задач. Можно выделить две основные цели моделирования: а) построение и изучение моделей реально существующих, а также предполагаемых (конструируемых) объектов; б) исследование объектов познания на моделях.

Базовым понятием при формировании целей моделирования является модель. В общей форме модель – условный образ объекта исследования, сконструированный для упрощения этого исследования. Модель – это логическое или математическое описание функциональной зависимости между аргументами и функциями, отображающими существенные свойства объекта или процесса на основе вероятностно-статистических данных.

В основу моделирования положен принцип подобия. Этот принцип позволяет при определенных условиях и с учетом неизбежной относительности изучать объект, труднодоступный для изучения непосредственно. Этой проблеме посвящены работы многих авторов. Такие как -

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

М.С. Винарский [1], И.Н. Карташов, М.Е. Шаинский, В.В. С.М. Ермаков [2], В.А Власов А.П. Бабичев, В.Н. Челомей, И.Е. Бурштейн.

Цель статьи – получить зависимости позволяющие характеризовать динамику массы загрузки контейнера с учетом его скоростей и ускорений в крайних положениях дебаланса, следовательно, определять максимальную и минимальную производительность процесса вибрационной обработки.

Изложение основного материала. Для оценки динамических характеристик процесса используем расчетную схему (рис.) с учетом реальных креплений вибрационного станка. При этом в практической модели учитываем, что горизонтальные пружины отсутствуют, поэтому в уравнениях $b_y=0$ и $C_y=0$. Ось вала ротора лежит на одной вертикали с центром масс контейнера в положении его статического равновесия, поэтому движение контейнера анализируем при следующих исходных данных:

- масса загруженного контейнера – $M = m_k + m_s$, кг;
- жесткость одной пружины – C_n , Н/м;
- эквивалентная жесткость креплений по вертикали – $C_{экр} = 4C_n$ Н/м;
- масса дебаланса – m_d , кг;
- угловая скорость дебаланса – ω , рад/сек;
- эксцентриситет дебаланса – e , м.

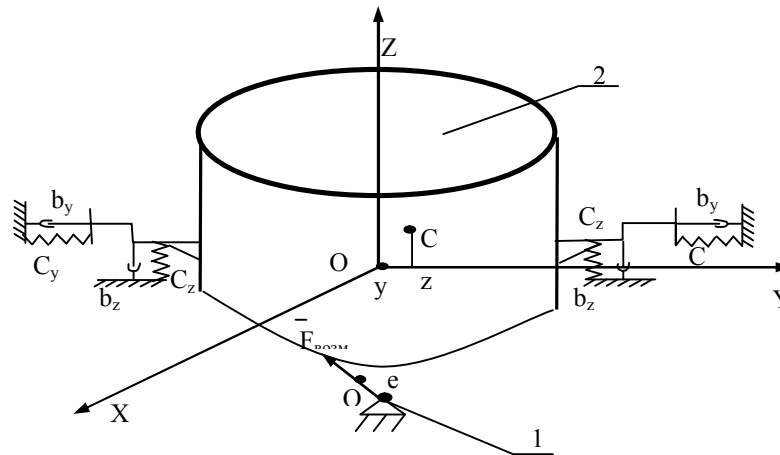


Рисунок – Расчетная схема динамической модели движения контейнера

Возмущающим фактором для движения контейнера в целом является сила $F^{(в)} = m_d \omega^2 e$, направление которой изменяется в зависимости от положения дебаланса, т.е. в зависимости от угла поворота дебаланса. Считаем, что при установившемся режиме дебаланс вращается равномерно, поэтому $\varphi = \omega t$.

Из уравнений вынужденных колебаний [1] получим упрощенные дифференциальные уравнения движения контейнера:

$$\begin{cases} M\ddot{Y} = H \sin(\omega t) \\ M\ddot{Z} + b\dot{Z} + C_{экр} Z = H \cos(\omega t) \end{cases} \quad (1)$$

С учетом обозначений имеем дифференциальное уравнение движения центра масс контейнера вдоль оси OZ

$$\begin{cases} \ddot{Y} = \ddot{h} \sin(\omega t) \\ Z + 2nZ + k^2 Z \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{где } h = \frac{m_d \omega^2 e}{M}, \quad 2n = \frac{b_z}{M}, \quad k^2 = \frac{C_{экр}}{M}.$$

Решение дифференциального уравнения (2) получим при нулевых начальных условиях $Y_{cl}|_{t=0} = 0$

$$\dot{Y} = -\frac{m_0 \omega e}{M_e} \cos(\omega t), \quad (3)$$

$$Y = -\frac{m_0 \omega e}{M} \sin(\omega t). \quad (4)$$

Амплитуда колебаний вдоль оси Y равна:

$$|A_y| = -\frac{m_0 e}{M}. \quad (5)$$

Общее решение уравнения (2) имеет вид, если сопротивление в пружинах мало, $n < k$:

$$Z = e^{-nt}(C_1 \cos kt + C_2 \sin kt) + A \cos(\omega t + \delta_1). \quad (6)$$

Исходя из того, что слагаемое, содержащее экспоненту при больших t , стремится к 0 и полагая, что $\delta = 0$, приближенно можно считать, что кинематические характеристики точки C вдоль оси OZ в случае, если $k \neq 0$ следующие:

$$Z_C = \frac{h}{k^2 - \omega^2} \cos(\omega t) - \text{координата}, \quad (7)$$

$$\dot{Z}_C = -\frac{\omega h}{k^2 - \omega^2} \sin(\omega t) - \text{скорость}, \quad (8)$$

$$\ddot{Z}_C = \frac{\omega^2 h}{k^2 - \omega^2} \cos(\omega t) - \text{ускорение}. \quad (9)$$

Для исследуемого вибрационного станка собственную частоту колебаний вдоль оси Z найдем по формуле:

$$k = \sqrt{\frac{C_{\text{экв}}}{M}}, \quad h = \frac{m_0 e \omega^2}{M}. \quad (10)$$

Амплитуда колебаний точки C по оси Z равна

$$A_Z = \frac{h}{k^2 - \omega^2}, \text{ м.} \quad (11)$$

Таким образом, центр масс движется согласно уравнениям

$$\begin{cases} Y_C = -\frac{m_0 e}{M} \sin(\omega t) \\ Z_C = \frac{h}{k^2 - \omega^2} \cos(\omega t) \end{cases}, \quad (12)$$

т. е. движение носит колебательный характер с частотой ω и с амплитудами вдоль оси Y:

$$A_Y = \frac{m_0 e}{M}, \quad (13)$$

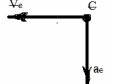
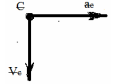
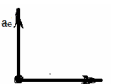
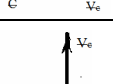
вдоль оси Z:

$$A_Z = \frac{m_0 e \omega}{\frac{C}{M} - \omega^2}. \quad (14)$$

Для изучения динамики массы загрузки контейнера необходимо знать скорости и ускорения контейнера в крайних положениях [2]. Получим эти величины для заданных параметров ВиО - станка по формулам (3), (8), (9), (10) и поместим их для удобства применения в таблице.

Таблица

Скорости и ускорения контейнера в крайних положениях

Положение дебаланса	Номер положения	Время, t, сек	\dot{Y}_c , м/с	\dot{Y}_{c_1} , м/с ²	\dot{Z}_c , м/с	\dot{Z}_{c_1} , м/с ²	Иллюстрация результатов
Крайнее верхнее	I	0	< 0	0	0	< 0	
Крайнее левое	II	$\frac{\pi}{2}(2n+1)$	0	> 0	< 0	0	
Крайнее нижнее	III	$\pi(2n+1)$	> 0	0	0	> 0	
Крайнее правое	IV	$\frac{3}{2}\pi(2n+1)$	0			0	

Таким образом, полученные зависимости позволяют характеризовать динамику массы загрузки контейнера с учетом его скоростей и ускорений в крайних положениях дебаланса, следовательно, определять максимальную и минимальную производительность процесса вибрационной обработки.

Выводы

1. 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.
2. Учитывая, что данная математическая модель основана на влиянии физико-механических параметров на процесс обработки, она может быть использована в инженерных расчетах при прогнозировании съема металла как показателя производительности вибрационной обработки.

Список использованных источников:

1. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. – Киев: Техника, 1987. – 168 с.
2. Ермаков С.М. Математическая теория планирования экспериментов / С.М. Ермаков. – М.: Наука, 1986. – 390 с.

Bibliography:

1. Vinarskiy M.S. Planning of experiment in technological researches / M.S. Vinarskiy, M.V. Lur'e. Kiev: Technika, 1987. – 168 p. (Rus.).
2. Ermakov S.M. the Mathematical theory of planning of experiments / S.M. Ermakov. – M.: Nauka, 1986. – 390 p. (Rus.).

Рецензент: С.С. Самогугин
д-р техн. наук, проф., ГВУЗ «ЛГТУ»

Статья поступила 12.03.2014