

УДК 004.942.001.57

**Н.В. Корниенко, В.В. Огурцов, В.Н. Беловодский**  
Донецкий национальный технический университет, г. Донецк  
кафедра компьютерных систем мониторинга

## **ВОЗБУЖДЕНИЕ ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ В ОДНОМАССОВОЙ ИНЕРЦИОННОЙ ВИБРОМАШИНЕ С ДЕБАЛАСНЫМ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕМ И УПРУГОЙ МУФТОЙ**

### *Аннотация*

*Корниенко Н.В., Огурцов В.В., Беловодский В.Н. Возбуждение полигармонических колебаний в одномассовой инерционной вибромашине с дебалансным вибровозбудителем и упругой муфтой. Изучению возможностей возбуждения полигармонических колебаний в одномассовой инерционной вибромашине. Разработана прикладная программа для аппаратного просчета математической модели, а также для дальнейших исследований.*

*Ключевые слова* вибромашина, дебалансный вибровозбудитель, трансмиссия, упругая муфта, спектр, супергармонические колебания.

**Постановка проблемы.** Среди инерционных вибромашин, вынужденные колебания рабочих органов которых создаются вибровозбудителями, широко представлены одномассовые вибромашины с далекозарезонансным режимом работы.

В последнее время внимание исследователей вибрационных машин привлекает использование полигармонических колебаний, как одно из перспективных направлений интенсификации разнообразных технологических процессов [1-3]. Полигармонический спектр колебаний рабочего органа существенно улучшает условия технологической обработки разнообразных материалов, повышая как качественные, так и количественные показатели назначения вибромашин.

**Цель статьи** – определение условий возбуждения полигармонических колебаний в инерционных вибромашинах с дебалансным вибровозбудителем и упругой муфтой в приводе.

**Постановка задачи исследования.** Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие первоочередные задачи:

- разработать математическую модель колебательной системы с учетом упругого звена в приводе дебалансного вибровозбудителя;
- разработать программное обеспечение для просчета математической модели.

**Решение задач и результаты исследований.** Для решения поставленной задачи рассмотрим динамическую схему одномассовой вибрационной машины (см. рис. 1).

Вибромашина (см. рис. 1) состоит из рабочего органа 1 (например, короба инерционного грохота), установленного (или подвешенного) на опорных виброизоляторах 2, на котором закреплен центробежный вибровозбудитель 3 дебалансного типа, вращающийся в подшипниках 4. Вибровозбудитель приводится во вращение электродвигателем 5 через упругую муфту 6.

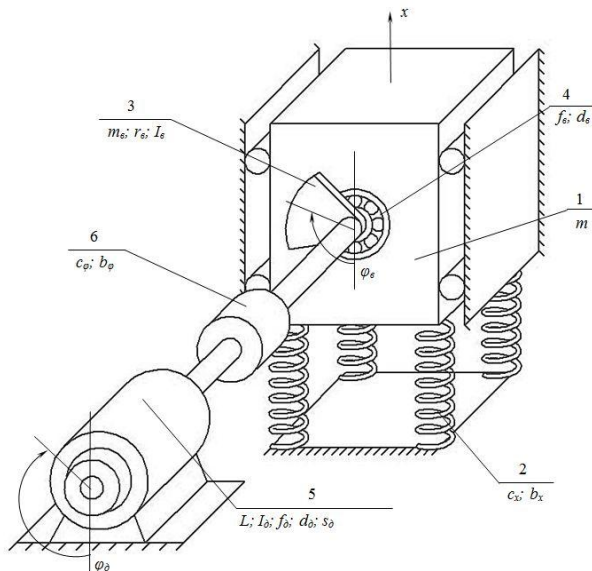


Рисунок 1 – Расчетная схема вибромашины:

При составлении расчетной схемы и уравнений движения подвижных масс вибромашины приняты традиционные допущения:

- рабочий орган считаем абсолютно твердым телом;
- ось вращения дебалансов вибровозбудителя горизонтальна;
- деформация упругих элементов происходит по линейной зависимости;
- учет внутренних сопротивлений в упругих элементах основывается на гипотезе вязкого трения;
- жесткостью муфты в поперечном направлении из-за малости величины пренебрегаем.

Введем следующие обозначения:

$m$  - масса рабочего органа;

$m_δ, I_ε$  - масса и момент инерции неуравновешенных частей вибровозбудителя соответственно;

$I_δ$  - центральный момент инерции ротора электродвигателя привода вибро-возбудителя;

$r_e$  - эксцентриситет дебалансного вибровозбудителя (расстояние от оси вращения до центра неуравновешенных масс - дебалансов).

$c_x$  - суммарный коэффициент жесткости опорных виброизоляторов в направлении оси  $x$ ;

$c_\varphi$  - коэффициент жесткости упругой муфты в направлении оси  $\varphi$  (на кручение);

$b_x, b_\varphi$  - коэффициенты вязких сопротивлений опорных виброизоляторов и упругой муфты.

Текущее положение рабочего тела будем определять абсолютным смещением  $x$  его центра масс от положения в статическом равновесии, положение дебаланса центробежного вибровозбудителя - углом отклонения  $\varphi_e$  вектора-эксцентриситета  $r_e$  центра массы дебаланса от положения устойчивого равновесия, угол закручивания упругой муфты  $\varphi_\partial - \varphi_e$ . За обобщенные координаты  $q_i$  принимаем абсолютные координаты:  $q_1=x, q_2=\varphi_e, q_3=\varphi_\partial$ .

Уравнения движения системы составляем в форме уравнений Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_{q_i}, \quad (1)$$

где  $T, \Pi, \Phi$  - соответственно кинетическая, потенциальная энергии и диссипативная функция рассеяния энергии;

Кинетическая энергия системы может быть представлена в виде

$$T = \frac{1}{2} \left( M \dot{x}^2 + I \dot{\varphi}_e^2 + I_\partial \dot{\varphi}_\partial^2 \right) + m_e r_e \dot{\varphi}_e \dot{x} \sin \varphi_e, \quad (2)$$

где:  $M = m + m_e; I = I_e + m_e r_e^2$ .

Потенциальная энергия системы состоит из энергии деформации упругих опор, энергии закручивания упругой муфты и энергии положения дебалансов вибровозбудителя.

$$\Pi = \frac{1}{2} \left[ c_x x^2 + c_\varphi (\varphi_\partial - \varphi_e)^2 \right] + g m_e r_e (1 - \cos \varphi_e), \quad (3)$$

Диссипативная функция рассеяния энергии Рэлея равна

$$\Phi = \frac{1}{2} \left[ b_x \dot{x}^2 + b_\varphi (\dot{\varphi}_\partial - \dot{\varphi}_e)^2 \right], \quad (4)$$

где  $b_x = \mu_x c_x, b_\varphi = \mu_\varphi c_\varphi$ ;

Обобщенные силы по координатам  $x$ ,  $\varphi_\varepsilon$ ,  $\varphi_\delta$  соответственно равны:

$$Q_x = 0, \quad Q_{\varphi_\varepsilon} = -R_\varepsilon(\dot{\varphi}_\varepsilon), \quad Q_{\varphi_\delta} = L(\dot{\varphi}_\delta) - R_\delta(\dot{\varphi}_\delta), \quad (5)$$

где  $L(\dot{\varphi}_\delta)$  - момент, развиваемый электродвигателем привода вибровозбудителя.

Тогда рассматриваемая колебательная система может быть описана следующими дифференциальными уравнениями

$$M\ddot{x} + c_x(\mu_x\dot{x} + x) = -m_\varepsilon r_\varepsilon(\ddot{\varphi}_\varepsilon \sin \varphi_\varepsilon + \dot{\varphi}_\varepsilon^2 \cos \varphi_\varepsilon), \quad (6)$$

$$I\ddot{\varphi}_\varepsilon + c_\varphi[\mu_\varphi(\dot{\varphi}_\varepsilon - \dot{\varphi}_\delta) + (\varphi_\varepsilon - \varphi_\delta)] = -m_\varepsilon r_\varepsilon[(\ddot{x} + g)\sin \varphi_\varepsilon + 0,5f_\varepsilon d_\varepsilon \dot{\varphi}_\varepsilon^2], \quad (7)$$

$$I_\delta\ddot{\varphi}_\delta + c_\varphi[\mu_\varphi(\dot{\varphi}_\delta - \dot{\varphi}_\varepsilon) + (\varphi_\delta - \varphi_\varepsilon)] = L(\dot{\varphi}_\delta) - 0,5f_\delta s_\delta d_\delta \dot{\varphi}_\delta^2. \quad (8)$$

Для расчёта математических моделей динамических процессов исследуемой колебательной системы был написан и реализован алгоритм в программном пакете MATLAB.

Система (6-8) была преобразована, переменные  $x$ ,  $\varphi_\varepsilon$  и  $\varphi_\delta$  а также производные от них были переопределены. Система была программно описана в m-файле пакета MATLAB (см. рис. 2).

```
L=2*Lk/((s/sk)+(sk/s));
f1=-mv*rv*y(4)*y(4)*cos(y(3))-cx*(mux*y(2)+y(1));
f2=-mv*rv*g*sin(y(3))-0.5*mv*rv*fv*dv*y(4)*y(4)-cfi*(mufi*(y(4)-y(6))+y(3)-y(5));
f3=(L-0.5*fd*sd*dd*y(6)*y(6)+cfi*(mufi*(y(4)-y(6))+y(3)-y(5)))/Id;
dy(1)=y(2);
dy(2)=(f1*I-f2*mv*rv*sin(y(3)))/(M*I-mv*rv*mv*rv*sin(y(3))*sin(y(3)));
dy(3)=y(4);
dy(4)=(M*f2-mv*rv*f1*sin(y(3)))/(M*I-mv*rv*mv*rv*sin(y(3))*sin(y(3)));
dy(5)=y(6);
dy(6)=f3;
```

Рисунок 2 – описание системы в пакете MATLAB

Для решения системы была использована функция ode45, которая решает системы дифференциальных уравнений с использованием метода Рунге-Кутты 4 и 5 порядков (см. рис. 3).

```

t=[0:0.0006:0.6];
y0=[0 0 0 100 0 100];
[T,Y]=ode45(@population,t,y0);
b=length(T);
Z=zeros(b,6);
for i=1:b
    Z(i,:)=population(0,Y(i,:));
    Y(i,2)=Y(i,2)*100; Y(i,1)=Y(i,1)*1000;
end;
figure
plot(T,Y(:,1),'-',T,Y(:,2),'-',T,Z(:,2),'--')
legend('x(мм)', 'x`100(м/с)', 'x``(м/с^2)');
grid on
    
```

Рисунок 3 – решение системы с помощью функции ode45

Для решения были приняты следующие значения  $m=2000$  кг;  $c_x=0.2$  МН/м;  $\mu_x=28 \cdot 10^{-4}$  с;  $I_e=0.14$  кг·м<sup>2</sup>;  $m_e=50$  кг;  $r_e=0.24$  м;  $\mu_\varphi=2 \cdot 10^{-4}$  с;  $f_e=0.003$ ;  $d_e=0.1$  м,  $f_\delta=0.0013$ ;  $s_\delta=0.0001$  кг·м;  $d_\delta=0.04$  м;  $I_\delta=0.065$  кг·м<sup>2</sup>;  $P_n=5$  кВт;  $\omega_n=93.2$  рад/с;  $L_n=53.6$  Н·м;  $L_k=126.2$  Н·м;  $s_n=0.11$ ;  $s_k=0.853$ .

На (см. рис. 4) приведены виброграммы перемещений, скоростей и ускорений движения рабочего органа.

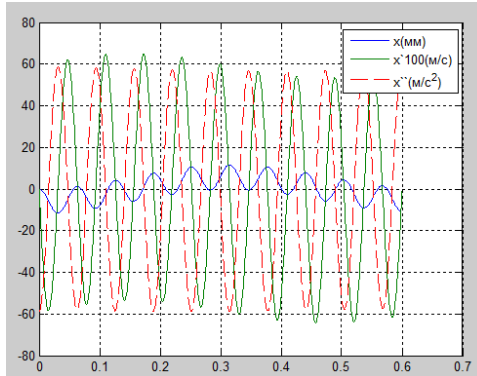


Рисунок 4 – виброграмма перемещения, скорости и ускорения раочего вала

На (см. рис. 5) приведены угловые скорости вращения двигателя и вала.

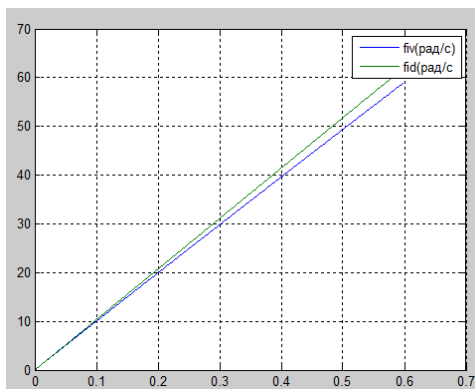


Рисунок 5 – угловые скорости вращения двигателя и вала

**Выводы.** В результате работы была построена математическая модель инерционной вибромашине с дебалансным вибровозбудителем и упругой муфтой. Эта модель была программно описана и решена в пакете прикладных программ MATLAB. В дальнейшем полученные результаты вычисления будут использованы для амплитудного частного анализа данной системы.

### Список литературы

1. Букин С.Л. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы / С.Л. Букин, С.Г. Маслов, А.П. Лютый, Г.Л. Резниченко // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77) - 37 (78). – С. 81-89.
2. Шевченко Г.А. Поличастотные грохоты для разделения тонких сыпучих материалов / Г.А. Шевченко, В.Г. Шевченко, А.Р. Кадыров / Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77) - 38 (79). – С. 44-50.
3. Гончаревич И.Ф. О повышении производительности и рентабельности промышленных нанотехнологий. М.: РИА. Секция «Горное дело». - 2010.
4. Вибрации в технике: Справочник. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. - М.: Машиностроение, 1981.- 509 с.
5. Гончаревич И.Ф. Динамика горных машин с упругими связями / И.Ф. Гончаревич, А.В. Докукин // - М.: Недра, 1975. – 212 с.
6. Сипайлов Г.А. Электрические машины (специальный курс) / Г.А. Сипайлов, Е.В. Кононенко, К.А. Хорьков. – М.: Высшая школа, 1987. - 287 с.