**УДК 621.928.2**

**С.Л. Букин**
Донецкий национальный технический университет, Украина
*Тел./Факс: +38 (062) 3010747*; *E-mail: S.Bukin08@gmail.com*

# ОБОСНОВАНИЕ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ДВУМАССОВОЙ ИНЕРЦИОННОЙ БИГАРМОНИЧЕСКОЙ ВИБРОМАШИНЫ

*В статье приведены результаты динамических исследований двумассовой инерционной вибромашины с бигармоническим режимом работы. Разработана математическая модель движения подвижных масс вибромашины инерционного типа в виде системы линейных дифференциальных уравнений. Получены зависимости амплитуд колебаний подвижных масс от параметров системы. Построены графики амплитудно-частотных характеристик. В качестве области рабочих режимов рекомендована межрезонансная зона.*
***Ключевые слова:*** *вибромашина, две массы, бигармонические колебания, динамика, зависимости, параметры, рабочие режимы.*

## 1. Введение

Вибрационные машины широко используются для реализации разных технологических процессов переработки полезных ископаемых: дробления, измельчения, сепарации, грохочения, транспортирования и др. Накопленный до настоящего времени отечественный и зарубежный опыт показывает, что одним из резервов дальнейшего повышения эффективности вибромашин различного технологического назначения является использование полигармонических колебаний [1-4].

Наиболее простой способ формирования полигармонических колебаний заключается в установке на вибромашину нескольких дебалансных вибровозбудителей типа мотор-вибраторов.

Анализ динамики одномассовой вибромашины, бигармонические колебания которой возбуждаются двумя мотор-вибраторами, приведен в статье [5]. Созданный по такой схеме виброгрохот показал высокие технологические показатели [6]. Но в работе [7] установлены значительные преимущества двумассовых вибромашин типа динамического гасителя колебаний, по сравнению с одномассовыми. Следует отметить, что результаты получены при гармоническом возбуждении, однако можно прогнозировать возможность использования преимуществ антирезонансного режима и в двумассовых инерционных вибромашинах с бигармоническим режимом работы.

## 2. Основное содержание и результаты работы

Основными задачами данного исследования являются:

1. Разработка математической модели динамического процесса двумассовой бигармонической вибромашины инерционного типа;
2. выполнение расчета АЧХ;
3. обоснование выбора рабочего режима.

При разработке расчетной схемы вибрационной бигармонической машины (рис. 1) и составлении уравнений движения колебательной системы принимаем следующие допущения:

- рассматриваемая система имеет продольную вертикальную плоскость симметрии, что позволяет изучать только ее плоское движение;
- колеблющиеся массы представляют собой абсолютно твердые тела;
- деформация упругих элементов осуществляется в пределах их линейной характеристики;
- в точках крепления упругих элементов основной связи и опорных виброизоляторов действуют сосредоточенные силы сопротивления движению, пропорциональные скорости перемещения этих точек относительно их положений равновесий;
- система центрирована, т.е. центры подвижных масс совпадают с осями приложения возбуждающих сил, сил упругости и диссипативных сил;
- переменный момент силы тяжести неуравновешенных частей вибровозбудителей не оказывают влияние на движение подвижных масс.

Расчетная схема бигармонической вибромашины приведена на рис. 1. Рабочее тело 1 и рама 2 вибромашины имеют массы $m_1$ и $m_2$ соответственно. Основные упругие связи 3 рабочего тела с рамой характеризуются приведенными коэффициентами жесткости по осям $X$ и $Y$ соответственно $c_1$ и $c_2$, а опорные виброизоляторы 4 $c_3$ и $c_4$. Статические моменты масс центробежных вибровозбудителей: низкочастотного 5 $s^{*} = m_2^{*} r_1$ высокочастотного 6 $s^{**} = m_2^{**} r_2$. Учет неупругих сопротивлений в основной связи и подрамных виброизоляторах производим при помощи коэффициентов поглощения энергии Начало неподвижной системы координат $XOY$ расположено в точке $O$, совпадающей с центром массы колебательной системы в статически равновесном положении.

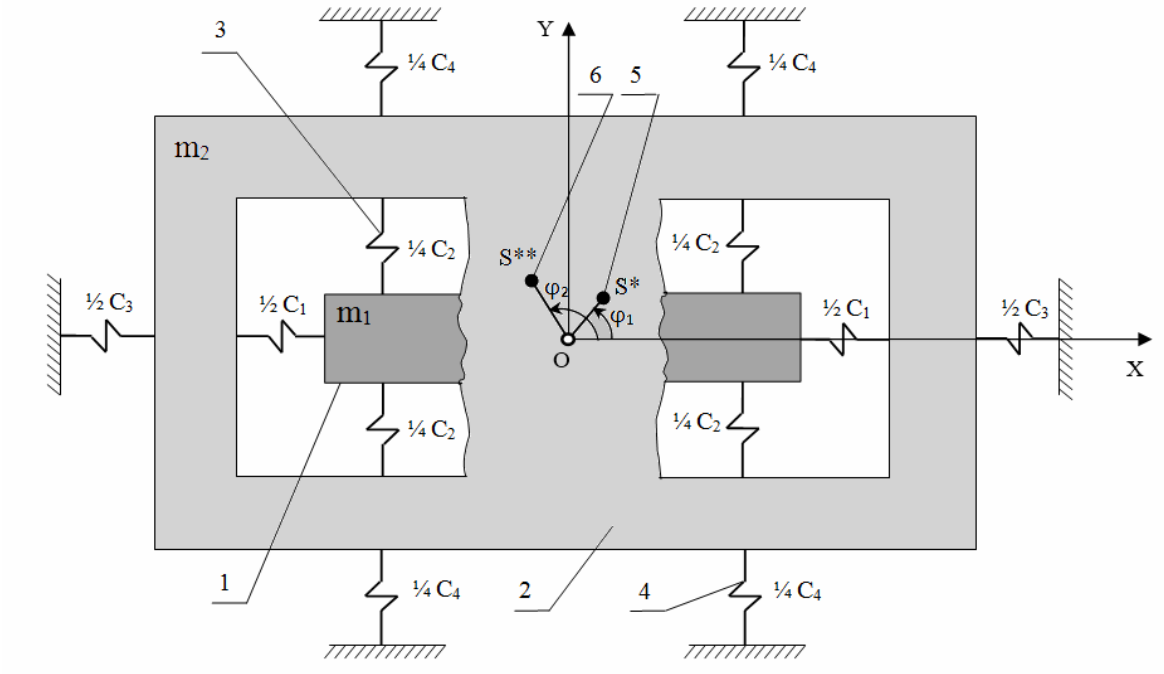


Рис. 1. Расчетная схема вибромашины

Положение тел на плоскости в любой момент времени однозначно определяется совокупностью обобщенных координат: абсолютными смещениями центров масс рабочего тела $x_1$, $y_1$ и рамы $x_2$, $y_2$, а также углами поворота неуравновешенных масс низкочастотного $\varphi_1$ и высокочастотного $\varphi_2$ вибровозбудителей.

Считая, что угловые скорости вращений центробежных вибровозбудителей постоянны, т.е. в установившихся режимах вибровозбудители вращаются с постоянными за цикл угловыми скоростями ($\varphi_1 = \omega_1 t$ и $\varphi_2 = \omega_2 t$), приведем уравнения движения в окончательном виде (например, по оси *X*, т.к. структура уравнений по оси *Y* аналогична)

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + \mu_1 c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1(x_1 - x_2) = 0, \\ m_2\ddot{x}_2 + \mu_1 c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_2 c_2\dot{x}_2 + c_1(x_2 - x_1) + \\ + c_2 x_2 = -P^* \sin\omega_1 t - P^{**} \sin\omega_2 t, \end{cases} \quad (1)$$

где $P^* = s^*\omega_1^2$, $P^{**} = s^{**}\omega_2^2$.

Частные периодические решения уравнений (1) отыскиваем в виде

$$x_1 = a_1^* e^{-i\omega_1 t} + a_1^{**} e^{-i\omega_2 t}, \quad x_2 = a_2^* e^{-i\omega_1 t} + a_2^{**} e^{-i\omega_2 t}$$

и после соответствующих преобразований, используя принцип суперпозиции, получим зависимости для определения составляющих амплитуд бигармонических вынужденных колебаний рабочего тела $a_1^*$, $a_1^{**}$ и рамы $a_2^*$, $a_2^{**}$ при отсутствии неупругих сопротивлений в подрамных виброизоляторах $(\mu_2 = 0)$,

$$a_1^{*,**} = \frac{s^{*,**}\psi_2^{*,*2}}{m_2} \sqrt{\frac{1 + (\mu_1 p_1 \psi_1^{*,**})^2}{[(1 - \psi_1^{*,*2})(1 - \psi_2^{*,*2}) - \eta\psi_2^{*,*2}]^2 + (\mu_1\omega_{1,2})^2[1 - \psi_2^{*,*2}(1 + \eta)]^2}},$$

$$a_2^{*,**} = a_1^{*,**} \sqrt{\frac{(1 - \psi_1^{*,*2})^2 + (\mu_1 p_1 \psi_1^{*,**})^2}{1 + (\mu_1 p_1 \psi_1^{*,**})^2}},$$

где обозначено $\psi_1^{*,**} = {}^{\omega_{1,2}}/_{p_1}$, $\psi_2^{*,**} = {}^{\omega_{1,2}}/_{p_2}$, $p_1 = \sqrt{{}^{c_1}/_{m_1}}$, $p_2 = \sqrt{{}^{c_2}/_{m}}$,

$m = m_1 + m_2 + m_2^* + m_2^{**}$, $\eta = {}^{m_1}/_{m}$.

Таким образом, амплитуда колебаний рамы рассматриваемой вибрационной машины при настройке парциальной частоты колебаний $p_1$ рабочей массы на частоту вынуждающей силы $\omega_{1,2}$ (при $\psi_1^{*,**} = 1$) минимальна и пропорциональна диссипативным потерям энергии в основной упругой связи $\mu_1$:

$$a_{2\min}^{*,**} = \frac{s^{*,**}\mu_1 p_1 \psi_1^{*,**}}{m_2\left\{(\eta_1\psi_2^{*,*2})^2 + (\mu_1 p_1)^2[1 - \psi_2^{*,*2}(1 + \eta)^2]\right\}^{\frac{1}{2}}}.$$

Этот режим известен под названием «антирезонанс» и существует во всех многомассовых инерционных вибромашинах, в которых вибровозбудитель установлен на раме.

На рис. 2 приведены графики АЧХ рабочей массы и рамы инерционной двумассовой вибромашины для следующих параметров системы: $m_1=m_2=1250$ *кг*, $c_1=30.8$ *МН/м*, $c_2=0{,}66$ *МН/м*, $s^*=0{,}16$ *кг.м*, $s^{**}=0{,}08$ *кг.м*, $\mu_1 = 8\times10^{-4}$ *с*.

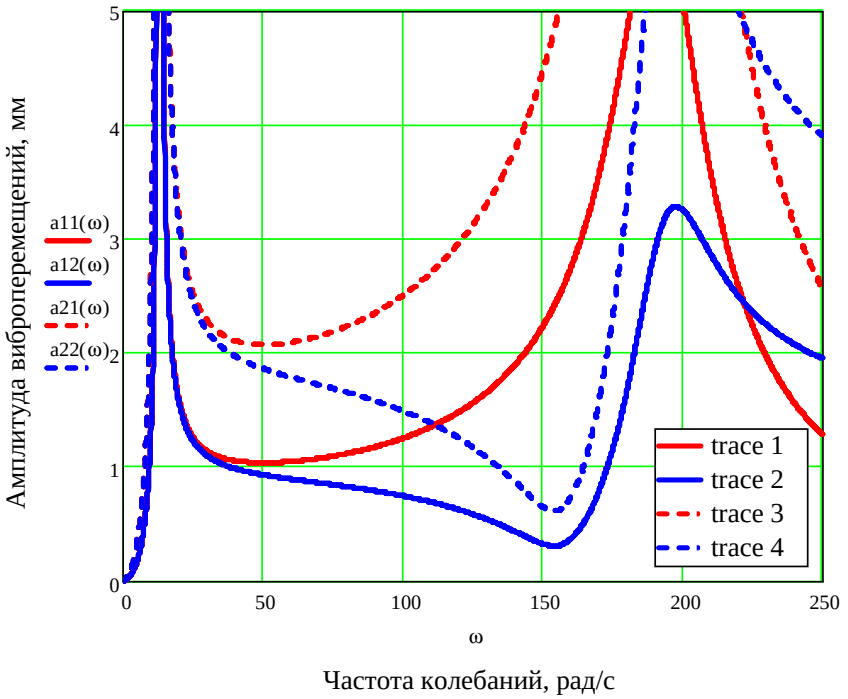


Рис. 2. Графики АЧХ подвижных масс (рабочего тела 1, 3 и рамы 2, 4) вдоль оси X при высокочастотном (1, 2) и низкочастотном (3, 4) возбуждении

В рассматриваемой вибромашине интерес представляет межрезонансная зона. В этой зоне наблюдается антирезонанс рамы (на частоте 157 рад/с). При настройке скорости вращения вибровозбудителя на эту частоту амплитуды колебаний будут составлять 2,55 мм для рабочей массы и 0,32 мм для рамы. Минимальная амплитуда колебаний рамы обеспечивает отличную виброизоляцию машины и существенное энергосбережение: практически полностью отсутствуют расходы энергии на колебания рамы, а т.к. масса рабочего тела составляет половину полной массы машины, то потребляемая мощность почти в два раза меньше, чем у одномассовой вибромашины аналогичной массы. Работа второго вибровозбудителя может быть осуществляться в межрезонансной области или за вторым резонансом. Однако настройка вибровозбудителя на зарезонансный режим нежелателен по следующим причинам (рис. 2):

1. при переходе через второй резонанс большая относительная амплитуда рабочего тела и рамы может вывести из строя упругие элементы основной связи вибромашины или существенно снизить их долговечность;

2. в этом режиме амплитуда колебаний рамы значительно выше, чем амплитуда колебаний рабочего тела, что прямо противоположно достоинствам антирезонансного режима

Таким образом, обеспечивая работу в межрезонансной зоне и учитывая более эффективный «вклад» четных гармоник в асимметрию цикла, второй вибровозбудитель целесообразно настраивать на частоту в два раза меньше, чем парциальная частота колебаний $p_1$, т.е. 78,5 рад/с. В этом режиме работы низкочастотного вибровозбудителя амплитуда колебаний рабочего тела составляет 2,22 мм, а рамы 1,67 мм.

При таких частотах вращения вибровозбудителей и учитывая, что начальный сдвиг фаз вибровозбудителей равен нулю, что справедливо для межрезонансной области, построена (рис. 3) виброграмма ускорений (а это наиболее значимый динамический фактор для технологических процессов).

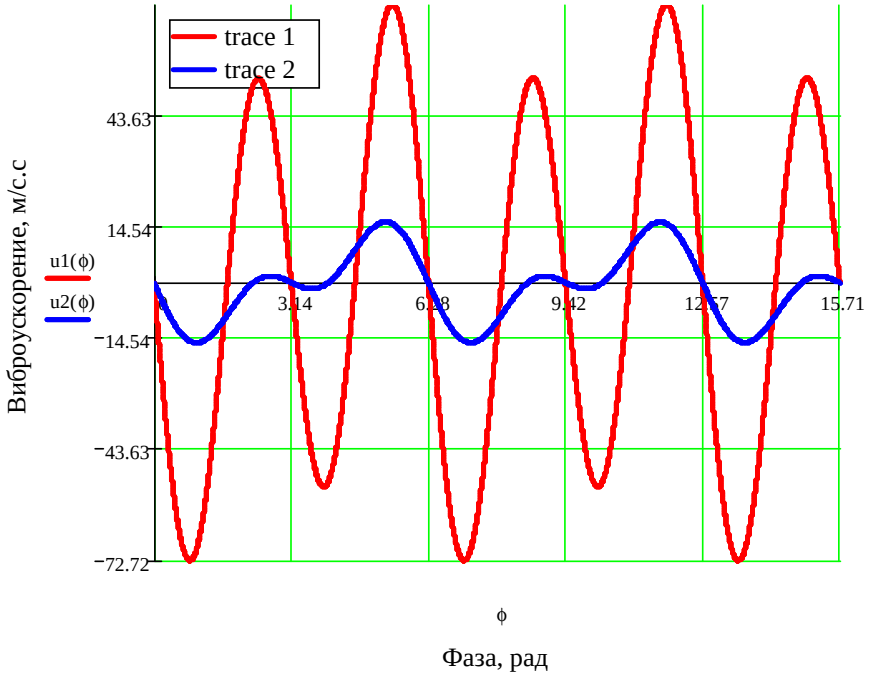


Рис. 3. Виброграмма ускорений подвижных масс (рабочего тела 1, рамы 2) вдоль оси X

На виброграмме (рис. 3) наблюдается существенная асимметрия цикла не только для рабочего тела, но и для рамы. Несмотря на более низкую амплитуду виброускорения рамы по сравнению с рабочим телом (более чем в 5 раз), этот эффект может быть использован при создании целого ряда вибромашин для разнообразных технологических процессов (например, виброгрохот, на раме которого закреплено сито с более крупной ячейкой, чем сито, закрепленное на рабочем теле).

**3. Заключение**

Таким образом, выполненные исследования позволили реализовать следующее:

1. Разработать математическую модель динамического процесса двумассовой бигармонической вибромашины инерционного типа.

2. Установить закономерности влияния ряда конструктивных факторов на динамические параметры колебательной системы.

3. Разработать рекомендации по выбору рабочих частот вращения вибровозбудителей.

4. Планировать изготовление лабораторного стенда и проведение комплекса экспериментальных исследований для проверки достоверности основных теоретических выводов

**Список литературы:**

**1.** Гончаревич И.Ф. О повышении производительности и рентабельности про-

мышленных нанотехнологий. – М.: РИА. Секция «Горное дело» / Материалы сайта http://www.slaviza.ru/mashinostroenie/ - 2010.

**2.** Букин С.Л., Маслов С.Г., Лютый А.П., Резниченко Г.Л. Интенсификация технологических процессов вибромашин путем реализации бигармонических режимов работы / Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 36 (77) - 37 (78). – С. 81-89.

**3.** Гарковенко Е.Е., Назимко Е.И., Букин С.Л. и др. Использование вибрационной техники с бигармоническим режимом колебаний при обогащении углей / Уголь Украины, май 2011, С. 41-44.

**4.** Соломичев Н.Н., Букин С.Л., Сергеев П.В. Стендовые испытания процесса грохочения зернистых материалов в бигармоническом режиме // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 1999. Вып. 5(46). - С. 38-44.

**5.** Букин С.Л., Маслов С.Г. Динамическая модель бигармонического виброгрохота нового типа. / В сб.: Наук. праці Донецьк. нац. техніч. університету. Випуск 16 (142), серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ, 2008. –С. 51-56.

**6.** Букин С.Л., Корчевский А.Н., Маслов С.Г. Разработка высокоэффективного виброгрохота с бигармоническим режимом работы для тонкой классификации угольных шламов / Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2010. – Вип. 41 (82) - 42 (83). – С. 121-126.

**7.** Букин С.Л. Сравнение динамических свойств одно- и двухмассовых инерционных вибромашин // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 1998. Вып. 2(43).- 1998.- С. 57-62.

Надійшла до редколегії 15.05.2012 р.

**С.Л. Букін**

**ОБГРУНТУВАННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ДВУМАССОВОЇ ІНЕРЦІЙНОЇ БІГАРМОНІЧНОЇ ВІБРОМАШИНИ**

*У статті приведені результати динамічних досліджень двумассової інерційної вібромашини з бігармонійним режимом роботи. Розроблена математична модель руху рухливих мас вібромашини інерційного типа у вигляді системи лінійних диференціальних рівнянь. Отримані залежності амплітуд коливань рухливих мас від параметрів системи. Побудовані графіки амплітудно-частотних характеристик. Як область робочих режимів рекомендована міжрезонансна зона.*

***Ключеві слова:*** *вібромашина, дві маса, бігармонійні коливання, динаміка, залежності, параметри, робочі режими.*

**S.L. Bukin**

**GROUND OF OPERATING PARAMETERS OF THE TWOMASS INERTIA BIHARMONIC VIBROMACHINE**

*In the article the results of dynamic researches are resulted twomass inertia vibromachine with biharmonic office hours. The mathematical model of motion of mobile the masses of vibromachine of inertia type is developed as a system of linear differential equalizations. Dependences of amplitudes of vibrations of mobile the masses are got on the parameters of the system. The charts of gain-frequency characteristics are built. As an area of operating conditions an interresonance area is recommended.*

***Key words:*** *vibromachine, two masses, biharmonic vibrations, dynamics, dependences, parameters, operating conditions.*