

*Герасимов М.Д., канд. техн. наук, проф.,**Мкртычев О.В., доц.,**Герасимов Д.М., магистрант**Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова*

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕЛИЧИНЫ РАЗБАЛАНСИРОВКИ ПЛАНЕТАРНОГО ВИБРАТОРА НАПРАВЛЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ*

mail_mihail@mail.ru

Вибрационные технологии, машины и оборудование широко используются в процессах измельчения, сортировки, уплотнения, погружения и извлечения свай. Наряду с вибраторами кругового действия всё более широко используются вибраторы и вибрационные блоки, модули, с направленными колебаниями. Направленные колебания формируются вынуждающей силой, действующей вдоль прямой линии по вертикали, горизонтали или под углом к ним. Если в направленных колебаниях появляется составляющая, перпендикулярная основному направлению движения, то в системе образуется эффект раскачивания. Это ведёт к снижению эффективности работы вибрационного механизма с направленными колебаниями. Целесообразно для оценки отклонения механических колебаний от прямолинейной траектории иметь метод расчёта количественной характеристики такого отклонения.

Ключевые слова: вибратор, круговые, эллиптические, направленные колебания, коэффициент осевой разбалансировки.

Введение. В технологических процессах измельчения, сортировки, уплотнения и погружения элементов конструкций в грунт используются круговые, эллиптические и направленные колебания [1, 2]. В создании вибрационного режима машины участвуют следующие системы: дебалансы, вращающиеся с определённой частотой; пружинные опоры; массы колеблющихся тел. В результате сочетания параметров этих систем генерируется амплитуда и частота колебаний системы в целом. Как правило, речь идёт о наибольшем значении амплитуды вдоль заданного направления. Значение вынуждающей сила, а значит и амплитуды, вдоль перпендикуляра к основному направлению, не рассматривается. При генерировании направленных колебаний вдоль прямой линии [3, 4, 5], важно исключить составляющую колебаний в направлении перпендикулярном основному. Однако погрешности расчёта и изготовления могут привести к возникновению нежелательной вибрации в направлении перпендикулярном основному. Для устранения такого явления вначале необходимо оценить соотношение основного, рабочего, и нежелательного колебаний, а затем принять меры по устранению такого явления.

Методология. В основе метода оценки отклонения механических колебаний от прямолинейно направленной траектории лежит классический метод расчёта вибрационных механизмов планетарного типа.

Основная часть. Вибраторы с круговыми, эллиптическими или направленными колебаниями по условию или в силу конструктивных обстоятельств создают колебания вдоль направле-

ний, перпендикулярных между собой, которые являются и осями координат. Вибратор, а также вибромодуль может быть установлен на пружинных опорах или на инертной массе M .

Введём понятие «осевая разбалансировка» или «разбалансировка прямолинейно направленных колебаний» вибратора, как соотношение амплитуд колебаний вдоль координатных осей. А их отношение – как коэффициент разбалансировки прямолинейно направленных колебаний, δ .

Если речь идёт о вибраторах с круговыми колебаниями, рис. 1, то у них $\delta=1.0$.

При установке на пружинные опоры, траектория движения становится эллиптической. И δ , в зависимости от конструкции пружинных опор, т.е. от нормального и осевого сопротивления колебаниям, может изменяться в некоторых пределах, например, $0,8 \dots 0,5$.

Для вибратора с почти прямолинейно направленными колебаниями, рис. 2 – ИВ 101Е: такое соотношение δ может составлять $0,4 \dots 0,1$ (например).

Для вибратора планетарного типа [4, 6, 7] с прямолинейно направленными колебаниями, δ может составлять $0,1 \dots 0,01$.

Таким образом, можно получить параметр – коэффициент разбалансировки прямолинейно направленных колебаний, характеризующий соотношение осевой и радиальной (нормальной) силы, генерируемой вибратором (вибромодулем).

Целью статьи является теоретическая и экспериментальная оценка коэффициента разбалансировки прямолинейно направленных колеба-

ний отдельных видов вибраторов (вибромодулей).

Вибрационные колебания в технике и промышленности возбуждаются вибродвигателями разных типов. Часто предпочтительными являются направленные вибрационные колебания. Разработкой вибродвигателей направленного действия с асимметричной вынуждающей силой посвящены работы авторов [6]. Если пренебречь ошибками изготовления и считать, что центр

масс C дебаланса находится на подвижной окружности радиуса r (рис. 3), которая обкатывается по неподвижной окружности радиуса $R = 2r$, то механизм, работающий на базе гипоциклоидного движения [8], создаёт именно такую силу направленного действия. Для определённости будем считать, что возникающая вдоль оси x сила является полезной силой $F_{\text{полез}}$, а вдоль оси y – нежелательной, неполезной $F_{\text{неполез}}$.



Рис. 1. Вибраторы с круговой вынуждающей силой



Рис. 2. Вибратор с почти прямолинейно направленными колебаниями, ИВ 101Е



Рис. 3. Планетарный вибратор с направленными колебаниями, VM-2

Однако ошибки приводят к тому, что центр масс C дебаланса лежит на расстоянии $r + \Delta r$. При этом, если $\Delta r = 0$, то центр масс движется по нормальной гипоциклоиде. Траектория движения центра масс в данном случае – горизонтальная прямая, совпадающая с диаметром обкатываемой окружности (рис. 4). Если же $\Delta r > 0$, то центр масс движется по удлинённой гипоциклоиде и траекторией является эллипс (рис. 5, слева). Аналогично, если $\Delta r < 0$, то центр масс движется по укороченной гипоциклоиде, также по эллипсу (рис. 5, справа). В двух последних случаях движение дебаланса создаёт колебания не только полезного направления, но при движении по эллипсу имеются и вертикальные составляющие колебаний. Соотношению амплитуд полезных и неполезных составляющих ускорения центра масс и, следовательно, соответствующих сил инерции, посвящена настоящая работа.

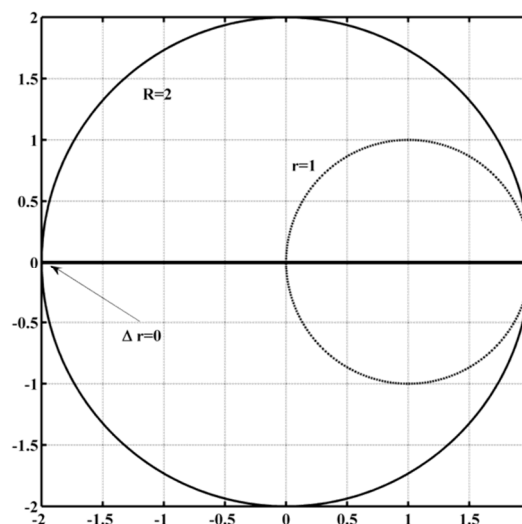


Рис. 4. Нормальная гипоциклоида при $R = 2r$.

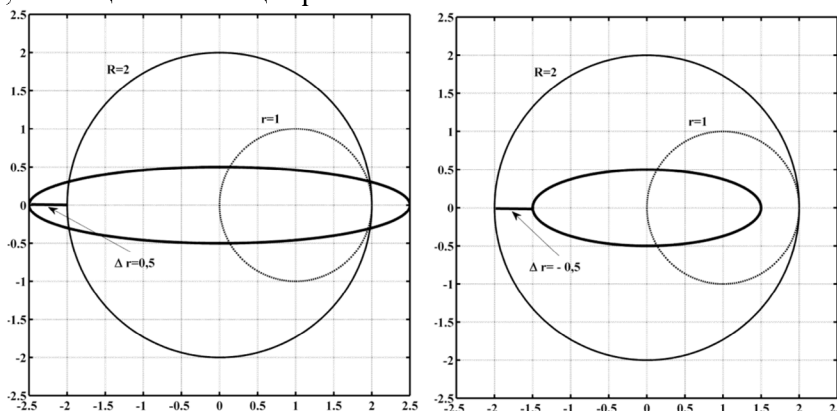


Рис. 5. Гипоциклоиды $R = 2r$: удлинённая (слева) при $\Delta r = 0,5$ и укороченная (справа) при $\Delta r = -0,5$, получающиеся в результате смещения центра масс от идеального положения с $\Delta r = 0$, показанного на рис. 4.

Общий вид уравнений движения по гипоциклоиде при $R = 2r$ имеет вид:

$$x = (R - r) \cos \varphi + \lambda r \cos \left(\frac{R-r}{r} \varphi \right) = r(1 + \lambda) \cos \varphi,$$

$$y = (R - r) \sin \varphi - \lambda r \sin \left(\frac{R-r}{r} \varphi \right) = r(1 - \lambda) \cos \varphi,$$

где $\lambda = 1 + \frac{\Delta r}{r}$.

Считая движение планетарных колёс установившимся, то есть положив $\varphi = \omega t$, получим из этих уравнений

$$x = (R + \Delta r) \cos \omega t, \quad (1)$$

$$y = -\Delta r \sin \omega t. \quad (2)$$

Дважды дифференцируя (1) и (2) по времени, получим выражения для ускорения движения центра масс дебаланса:

$$\ddot{x} = -\omega^2 (R + \Delta r) \cos \omega t \equiv a_{\text{полез}}, \quad (3)$$

$$\ddot{y} = -\omega^2 \Delta r \sin \omega t \equiv a_{\text{неполез}}. \quad (4)$$

Таким образом, при вращении центра масс C дебаланса массы M по гипоциклоиде, с ошибкой смещения от нормального положения Δr , с угловой скоростью ω , получим проекции силы инерции дебаланса:

$$F_{\text{полез}} = M a_{\text{полез}} = -M \omega^2 (R + \Delta r) \cos \omega t, \quad (5)$$

$$\delta = \frac{F_{\text{неполез, max}}}{F_{\text{полез, max}}} = \frac{M \omega^2 \Delta r + m_{\text{доп}} \omega^2 r_{\text{доп}}}{M \omega^2 (R + \Delta r)} = \frac{\Delta r}{R + \Delta r} + \frac{m_{\text{доп}} r_{\text{доп}}}{M (R + \Delta r)}, \quad (10)$$

который можно назвать коэффициентом разбалансировки направленных колебаний, то задачу создания направленных колебаний можно свести к требованию минимальности коэффициента

При $m_{\text{доп}} \ll M$ имеем один из предельных случаев, для которого

$$\delta \approx \frac{\Delta r}{R + \Delta r}. \quad (11)$$

Другой интересный предельный случай возникает при $m_{\text{доп}} r_{\text{доп}} \gg M \Delta r$:

$$\delta \approx \frac{m_{\text{доп}} r_{\text{доп}}}{MR}. \quad (12)$$

В ходе НИиОКР были изготовлены несколько ступеней вибромодулей. Для одного из них, вибромодуля ВМ-2, рассматриваемые нами в формулах (7)–(12) параметры имели следующие значения: $M = 5$ кг, $\omega = 2\pi n/60 = 2\pi \cdot 1500/60 = 50\pi$ с⁻¹, $R = 15$ мм, $\Delta r = 0,1$ мм, $m_{\text{доп}} = 0,47$ кг, $r_{\text{доп}} = 5,63$ мм. Для этих значений получаем из (7), (9), (10):

$$F_{\text{полез, max}} = M \omega^2 (R + \Delta r) = 5 \cdot 157^2 \cdot (0,015 + 0,0001) \approx 1863 \text{ Н},$$

$$F_{\text{неполез, max}} = M \omega^2 \Delta r + m_{\text{доп}} \omega^2 r_{\text{доп}} \approx 78 \text{ Н},$$

циклоиде при $R = 2r$ имеет вид:

$$F_{\text{неполез}} = M a_{\text{неполез}} = -M \omega^2 \Delta r \sin \omega t, \quad (6)$$

амплитудные значения которых равны

$$F_{\text{полез, max}} = M \omega^2 (R + \Delta r), \quad (7)$$

$$F_{\text{неполез, max}} = M \omega^2 \Delta r \quad (8)$$

В вибромодуле ВМ-2 [4], источником неполезных вибраций, кроме смещения центра масс дебаланса на величину Δr (например, это может быть величина допускаемого зазора при изготовлении зубчатых колёс), служит также дополнительная масса $m_{\text{доп}}$ вращающаяся с той же угловой скоростью ω , и центр масс которой смещён на расстояние $r_{\text{доп}}$.

То есть,

$$F_{\text{неполез, max}} = M \omega^2 \Delta r + m_{\text{доп}} \omega^2 r_{\text{доп}}. \quad (9)$$

Равенства (7) и (9) дают максимальные значения, которые могут приобрести полезная и неполезная сила при работе вибродвигателя планетарного типа направленного действия. Если ввести коэффициент

δ . Действительно, при идеально точном изготовлении колёс ($\Delta r = 0$) и идеальной балансировке дополнительных масс ($r_{\text{доп}} = 0$), имеем $\delta = 0$.

$$\delta = \frac{F_{\text{неполез, max}}}{F_{\text{полез, max}}} = \frac{78}{1863} \approx 0,0419.$$

А при другой частоте $\omega = 2\pi n/60 = 2\pi \cdot 3000/60 = 100\pi$ с⁻¹, получим значения:

$$F_{\text{полез, max}} = M \omega^2 (R + \Delta r) = 5 \cdot 157^2 \cdot (0,015 + 0,0001) \approx 7452 \text{ Н},$$

$$F_{\text{неполез, max}} = M \omega^2 \Delta r + m_{\text{доп}} \omega^2 r_{\text{доп}} \approx 311 \text{ Н},$$

$$\delta = \frac{F_{\text{неполез, max}}}{F_{\text{полез, max}}} = \frac{78}{1863} \approx 0,0417.$$

Таким образом, показано, что в направленных колебаниях может проявляться «раскачка» системы из-за возникновения поперечных колебаний относительно главного, рабочего, направления. Такое, вредное для процесса вибрации, явление может возникать по ряду причин: не совершенство методики расчёта и проектирования вибрационного механизма; ошибки в методике определения конструктивных параметров; неточность изготовления деталей вибрационного механизма. Для избегания проявления попе-

речной вибрации в направленных колебаниях целесообразно оценивать, на стали испытания и пуска в работу, величину погрешности, которая может быть оценена коэффициентом разбалансировки направленных колебаний, посредством методики, представленной в настоящей статье.

**Работа выполнена в рамках Гранта Российского Фонда фундаментальных исследований (РФФИ), соглашение №14-41 08043 и Программы стратегического развития БГТУ им. В.Г. Шухова на 2012–2016 годы.*

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов: Справочник / Под. ред. В. А. Баумана и др. М.: Машиностроение, 1970. 548 с.

2. Уральский А.В., Севостьянов В.С. Многофункциональный центробежный агрегат с параллельными помольными блоками // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2010. № 1. С. 106–111.

3. Патент RU 2381078 С2, В06В 1/00, заявл. 24.12.2007. Герасимов М. Д. Исаев И. К. Способ направленных колебаний и устройство для его осуществления.

4. Патент РФ №2515336 С2, В06В 1/00 от 2014.01.13. заявл. №2012133129 от 01.08.2012 Герасимов М.Д., Герасимов Д.М., Исаев И.К. и

др. Одновальный планетарный вибратор направленных колебаний.

5. Герасимов М.Д. Способ получения направленных механических колебаний для практического применения в технологических процессах // Строительные и дорожные механизмы. 2014. №1. С. 35–38.

6. Глаголев С.Н., Герасимов М.Д., Мкртычев О.В. Создание асимметричных колебаний вибрационных модулей. Региональная научно-техническая конференция по итогам конкурса ориентированных фундаментальных исследований по междисциплинарным темам, проводимого Российским фондом фундаментальных исследований и Правительством Белгородской области. Белгород. 2015.

7. Герасимов М.Д., Герасимов Д.М. Определение закона движения, скорости и ускорения центра масс планетарного вибровозбудителя. // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. Технические науки. 2013. №12. С. 8–12.

8. M.D. Gerasimov, O.V. Mkrtychev, V.A. Stepanistchev, V.S. Sewostyanov. 2014. Calculation of Main Kinematic Characteristics of the Single-Shaft Vibrator with Aimed Fluctuations // Research Journal of Applied Sciences. Т. 9. P. 855–861.

Gerasimov M.D., Mkrtychev O.V., Gerasimov D.M.

THE METHOD OF DETERMINING THE PLANETARY VIBRATOR'S DIRECTIONAL FLUCTUATIONS' UNBALANCE.

Vibration technology, machines and equipment are widely used in processes of grinding, sorting, sealing, dipping and extraction of piles. Along with vibrators of circular action more and more widely used vibrators and vibrating blocks with directed vibrations. Directed vibrations generated driving force acting in a straight line horizontally, vertically or at an given angle to them. If the direction of oscillation appears component perpendicular to the main direction of motion, the system produced sway-rocking effect. This reduces the efficiency of vibration mechanism. It is reasonable to have a method of calculating the quantitative characteristics of the deviation. It is advisable to have a method of calculating the quantitative characteristics of this deviation to estimate the mechanical oscillations' deviation from a straight trajectory.

Key words: vibrator, circular oscillations, elliptical oscillations, directed oscillations, the coefficient of axial unbalance.

Герасимов Михаил Дмитриевич, кандидат технических наук, профессор кафедры подъемно-транспортных и дорожных машин.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: mail_mihail@mail.ru

Мкртычев Олег Витальевич, доцент кафедры технических дисциплин филиала в г. Новороссийске.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова (Новороссийский филиал).

Адрес: Россия, 353919, Новороссийск, Мысхакское шоссе, д. 75, филиал БГТУ им. В.Г. Шухова

E-mail: oleg214@ya.ru

Герасимов Дмитрий Михайлович, магистрант кафедры технологических комплексов, машин и механизмов.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова.

Адрес: Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

E-mail: bratg@yandex.ru