

АНАЛИЗ РАБОТЫ СИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ВИБРАЦИОННУЮ НАГРУЗКУ

Г. А. СИПАЙЛОВ, В. Н. ДМИТРИЕВ, В. Ф. КУЛАКОВ

Представлена научным семинаром кафедр электрических машин и общей электротехники

Вибрационная технология, в частности современная техника геофизической сейсморазведки, выдвигает задачу возбуждения согласованных во времени колебаний с регулированием частоты и амплитуды. При частотах от единиц до сотен герц наиболее эффективным и простым устройством для создания мощных синхронизированных колебаний является центробежный вибратор с приводом от синхронного двигателя. Выбор такой системы вибропривода определяется возможностью получения круговых и поляризованных колебаний, чистотой гармонического спектра, небольшим весом центробежных вибровозбудителей в сочетании с двигателями, обеспечивающими синфазность и синхронность колебаний, высоким к. п. д. и другими преимуществами.

В сравнении с линейно-поляризованными вибраторами электродинамической и индукционной систем в центробежных вибраторах согласование с характеристиками вибросреды осуществляется обычно без дополнительных передаточных звеньев. Непосредственное же сопряжение линейных электрических вибраторов неэффективно вследствие малой модуляции индуктивности и низкого к. п. д.

Особенностью работы синхронных двигателей является значительная пульсация момента, оказывающая существенное влияние на динамическую устойчивость. Известный [1] способ учета упругих звеньев в приводе переменного тока должен быть существенно дополнен в решении данной задачи. В статье анализируется работа вибросистемы, предназначенной для возбуждения частотнорегулируемых сейсмических колебаний в геофизических исследованиях.

Схематическое изображение виброплатформы и действие упругих и диссипативных связей приведено на рис. 1а. Спаренный центробежный вибровозбудитель создает продольно-поляризованные гармонические колебания.

Согласно электромеханической аналогии 1 рода, электрическим аналогом вибросистемы может быть цепь, изображенная на рис. 1б. Э. д. с. источника эквивалентна гармонической силе вибратора $F(\omega)$, аналогом тока в цепи будет виброскорость \dot{x} , индуктивности эквивалентны физическим массам m , емкости пропорциональны жесткостям $1/k$ упругих связей и т. п.

При линейности упругих и массовых сопротивлений вибросистема (рис. 1) имеет две собственные резонансные частоты:

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}; \quad \omega_{02} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}, \quad (1)$$

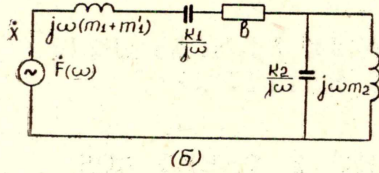
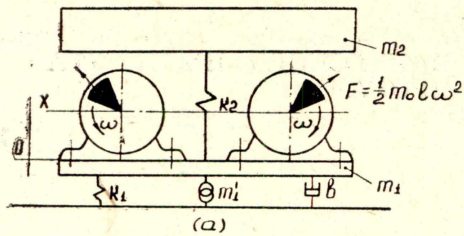


Рис. 1. Схематическое изображение и электрический аналог вибрационной системы

и частотная характеристика для смещений виброплатформы выражается следующей зависимостью:

$$x(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \alpha^2 \left(1 + \frac{\beta^2 \mu}{\beta^2 - \alpha^2}\right)\right]^2 + 4\gamma^2 \alpha^2}}, \quad (2)$$

здесь

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_{01}}; \quad \frac{m_2}{m_1} = \mu; \quad \beta = \frac{\omega_{02}}{\omega_{01}};$$

$$\gamma = \frac{h}{\omega_{01}}; \quad h = \frac{b}{2m_1}.$$

Сдвиг фазы вибросмещения относительно возмущающей силы

$$\varphi(\omega) = \arctg \frac{2\gamma\alpha}{1 - \alpha^2 \left(1 + \frac{\beta^2 \mu}{\beta^2 - \alpha^2}\right)}. \quad (3)$$

Пример частотных характеристик сейсмического виброизлучателя для $\mu=7,8$; $\delta=0,08$; $\gamma=0,41$ приведен на рис. 2. Параметры грунта рас-

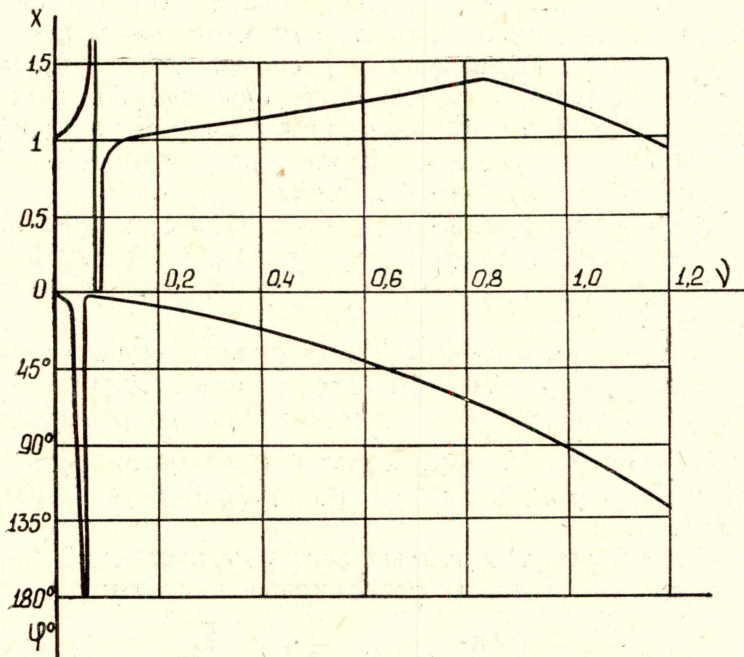


Рис. 2. Частотные характеристики

считаны по [2] и подтверждены экспериментально. Высокочастотный резонанс, обусловленный упругими свойствами грунта, выражен неявно вследствие значительных потерь энергии на неупругие деформации грунта и излучение. Резонанс системы масс m_1 и m_2 , находящийся в узкой полосе малых скоростей вращения, в настоящей статье не рассматривается.

При синфазной ориентации вращающихся дебалансов вибровозбудителей и магнитных осей роторов механическая нагрузка на двигатели равномерна и частотная зависимость момента на валу

$$\bar{M}(\omega) = \frac{x(\omega)}{m_1 \omega_{01}^2} e^{j\left[\frac{\pi}{2} + \varphi(\omega)\right]} \cdot F^2(\omega). \quad (4)$$

Мощность

$$\bar{S}(\omega) = \frac{d}{dt} \bar{M}(\omega) = P(\omega) + jQ(\omega), \quad (5)$$

здесь $Q(\omega)$ — реактивная компонента мощности,
 $P(\omega)$ — значение активной мощности двигателя от постоянной составляющей момента:

$$M_0 = \frac{x(\omega)}{2m_1 \omega_{01}^2} \cdot F^2(\omega) \sin \varphi. \quad (6)$$

Переменная составляющая момента имеет двойную частоту:

$$M_n = \frac{x(\omega)}{2m_1 \omega_{01}^2} \cdot F^2(\omega) \cos(2\omega t - \varphi). \quad (7)$$

При горизонтальном или наклонном расположении осей дебалансов на приводные двигатели действует также реактивный статический момент дебалансов, изменяющийся с частотой вращения

$$M_p = (m_0 e g)_n \cos \omega t. \quad (8)$$

Силовая характеристика вибровозбудителя $F(\omega)$ преимущественно определяет загрузку синхронных двигателей. Использование нерегулируемых центробежных вибровозбудителей, частотная зависимость которых

$$F(\omega) = m_0 e \omega^2 \quad (9)$$

вызывает значительную неравномерность загрузки двигателей в диапазоне частот. В то же время большинство вибрационных технологических процессов не требует столь значительного роста возмущающей силы при изменении частоты.

Закон $F(\omega)$, отличный от квадратичного, получают обычно с помощью конструкций вибровозбудителей с изменением статического момента дебалансов посредством определенных кинематических схем. Любую зависимость $F(\omega)$ можно получить вибратором с отдельным регулированием частоты и возмущающей силы [3].

В экспериментальных исследованиях на макете вибрационного излучателя с приведенной массой $m=170$ кг и $\omega_{01}=680$ 1/сек использовался регулируемый дебалансный вибратор, характеристика силы которого $F(\omega)$ приведена на рис. 3. Расчетная механическая характеристика синхронного вибропривода $M(\omega)$ удовлетворительно совпадает с точками, отмеченными в эксперименте. Расхождение с опытом может быть объяснено нелинейностью параметров грунта и погрешностью измерений.

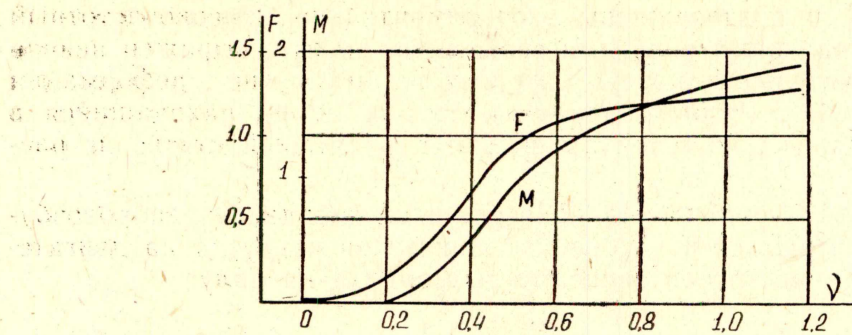


Рис. 3. Механические характеристики вибропривода

Для оценки динамической устойчивости работы синхронных двигателей на вибрационную нагрузку найдем колебания угла $\Delta\Theta(\omega t)$ от переменных составляющих момента, фиксированных по частоте. Решением уравнения движения

$$\frac{J}{P} \frac{d^2 \Delta\Theta}{dt^2} + \delta \frac{d \Delta\Theta}{dt} + \delta \Delta\Theta = M_n + M_p, \quad (10)$$

где δ — коэффициент затухания, определяемый демпфирующими свойствами двигателя;

σ — постоянная синхронизирующего момента;

J — момент инерции двигателя и дебалансов;

p — число пар полюсов,

является

$$\Delta\Theta = \Delta\Theta_n \cos(2\omega t - \varphi - \varphi_n) + \Delta\Theta_p \cos(\omega t - \varphi_p), \quad (11)$$

здесь

$$\Delta\Theta_n = \frac{M_n}{\sqrt{\left(\sigma - 4 \frac{J}{P} \omega^2\right)^2 + \delta^2 \omega^2}}; \quad (12)$$

$$\Delta\Theta_p = \frac{M_p}{\sqrt{\left(\sigma - \frac{J}{P} \omega^2\right)^2 + \delta^2 \omega^2}}; \quad (13)$$

$$\varphi_n = \arctg \frac{2\delta\omega}{\sigma - 4 \frac{J}{P} \omega^2}; \quad (14)$$

$$\varphi_p = \arctg \frac{\delta\omega}{\sigma - \frac{J}{P} \omega^2}. \quad (15)$$

Приравнивая к нулю производную

$$\frac{d}{d(\omega t)} [\Delta\Theta_n \cos(2\omega t - \varphi - \varphi_n) + \Delta\Theta_p \cos(\omega t - \varphi_p)] = 0, \quad (16)$$

находим фазовый угол $(\omega t)_m$, при котором отклонение угла нагрузки наибольшее.

При подстановке $(\omega t)_m$ в (11) определяется $\Delta\Theta_{\max}$. Наибольший угол

$$\Delta\Theta_{\max 1} = \Delta\Theta_n + \Delta\Theta_p \quad (17)$$

будет иметь место при $\varphi = \varphi_n = \varphi_p = 0 \pm k\pi$ в момент $(\omega t)_1 = 0$.

При этом максимальное отрицательное отклонение угла нагрузки

$$\Delta \Theta_{\max 2} = - \left(\frac{\Delta \Theta_p}{4 \Delta \Theta_n} + \Delta \Theta_n \right) \quad (18)$$

имеет место в момент

$$(\omega t)_2 = \arccos \left(- \frac{\Delta \Theta_p}{4 \Delta \Theta_n} \right). \quad (19)$$

На рис. 4 в полярных координатах представлен график изменения $M(\omega t)$ и угла нагрузки $\Theta(\omega t)$ для $\alpha=0,1$.

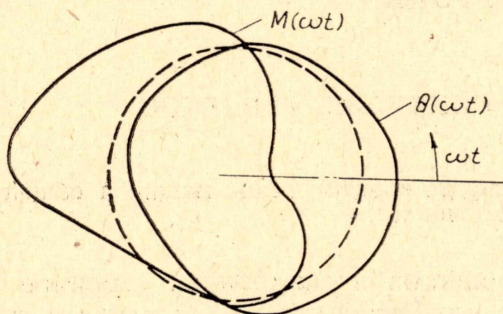


Рис. 4. График колебаний момента и угла нагрузки

С понижением частоты влияние инерционной составляющей момента двигателя ослабляется и колебания угла возрастают, причем основное влияние оказывает статический момент дебалансов.

В диапазоне частот более $\alpha=0,3$ влиянием демпферного и синхронизирующего моментов можно пренебречь, при этом погрешность расчета не превышает 4—5%.

Исследования показали, что использование синхронных двигателей в частотно-регулируемом приводе вибраторов будет более рационально при ограничении характеристики силы $F(\omega)$ на высоких частотах. Выбор мощности и перегрузочной способности двигателя определяются частотными характеристиками $x(\omega)$ и $F(\omega)$. Вследствие значительной величины инерционной составляющей момента, оказывающей демпфирующее влияние на колебания угла нагрузки, анализ устойчивости синхронных двигателей в диапазоне частот выше 20 гц может производиться без учета динамических факторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Е. Ф. Морозов и др. К анализу амплитудно-частотной характеристики электропривода переменного тока с упругими звеньями. «Электротехника», 1973, № 4.
2. Н. Д. Красников. Динамические свойства грунтов и методы их определения. Л., Стройиздат, 1970.
3. В. Ф. Кулаков, Г. А. Сипайлов, К. А. Хорьков. Источник упругих колебаний для выбросейсмической разведки. Положительное решение по заявке № 1754242/26—25 от 8 сентября 1973 г.