

УДК. 621.01

Б.А. Гордеев¹, К.В. Голубева², Г.В. Горсков², А.Н. Осмехин¹

САМОСИНХРОНИЗАЦИЯ ИСТОЧНИКОВ ВИБРАЦИИ, КАК ПРИЧИНА ВОЗНИКНОВЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНЫХ БИЕНИЙ

Нижегородский филиал института машиноведения РАН¹,
Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет²

В данной статье рассматриваются основные причины, вызывающие низкочастотные колебания строительных конструкций и предлагаются способы и устройства для их снижения. Приведены результаты исследований, проведенных в поверочной лаборатории НФ ИМАШ РАН. Рассмотрены различные методы снижения вибрации и, как следствие, устранение низкочастотных колебаний.

Ключевые слова: переходный процесс; синхронизация; вибрация ротора; гидравлическая опора; эксперимент.

Не подверженное действию внешних сил тело, вращающееся с постоянной угловой скоростью ω вокруг одной из своих главных центральных осей инерции, находится в состоянии динамического равновесия, характеризующегося равенством нулю главных вектора и момента неуравновешенных сил.

$$\sum F_i = \omega^2 \sum m_i r_i = \omega^2 \sum D_i = \omega^2 D = \omega^2 m_p e_{ct} = 0, \quad (1)$$

$$\sum M_i = \sum z_i \times F_i = \omega^2 \sum m_i r_i \times z_i = \omega^2 \sum D_i \times z_i = \omega^2 M_D = 0, \quad (2)$$

где m_i, r_i, D_i – соответственно неуравновешенная точечная масса, ее эксцентриситет и дисбаланс; $m_p = \sum m_i$ – масса; $e = \sum m_i r_i / m_p$ – эксцентриситет ротора; D, M_D – главный вектор и главный момент дисбалансов.

Для выполнения условия (1) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения ротора проходила через его центр масс ($e_{ct} = 0$).

Для выполнения условия (2) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения ротора совпадала с одной из его главных осей инерции, т. е. чтобы были равны нулю его центробежные моменты инерции.

При вращении ротора вокруг оси, не совпадающей с главной центральной осью инерции, он становится неуравновешенным.

Неуравновешенность — это состояние ротора, характеризующееся таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и его изгиб.

Мерой неуравновешенности считают дисбаланс D . Для сопоставления роторов различных масс вводят дисбаланс, численно равный эксцентриситету:

$$e_{cm} = D / m_p. \quad (3)$$

Виды неуравновешенности

1. Статическая неуравновешенность (см. рис. 1)

$$\lambda = F_2 / F_1 = 1,$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 = 0,$$

$$\sum F_i = 2m_1 r_1 \omega^2 = m_p e_{cm} \omega^2 \neq 0. \quad (4)$$

Здесь и далее через φ_1 и φ_2 обозначены углы между векторами эквивалентных сил

неуравновешенности F_1 и F_2 и некоторой начальной осью, которая в рассматриваемом случае совмещена с вектором F_1 .

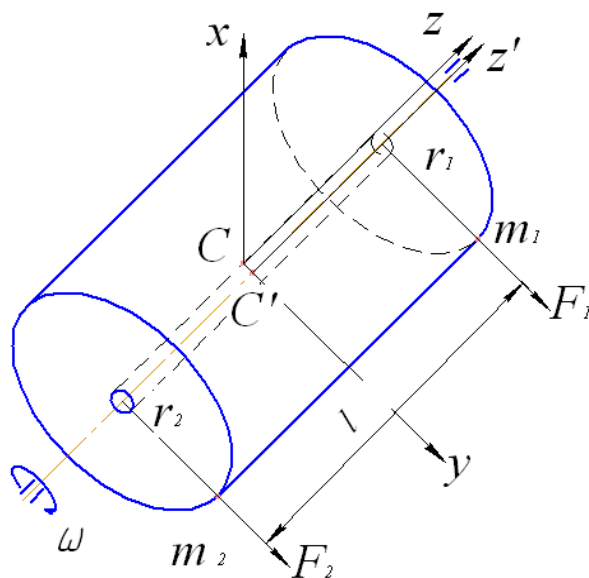


Рис. 1. Статическая неуравновешенность

При статической неуравновешенности оси z и z' параллельны. Эта неуравновешенность полностью определяется главным вектором дисбалансов D или эксцентриситетом e_{cm} .

2. Моментная неуравновешенность.

$$\begin{aligned} \lambda &= -1, \\ \varphi_1 &= 0, \\ \varphi_2 &= \pi, \end{aligned}$$

$$\sum F_i = m_p e_{cm} \omega^2 = 0, \tag{5}$$

$$\sum M_i = m_1 r_1 l \omega^2 = J_{xz} \neq 0. \tag{6}$$

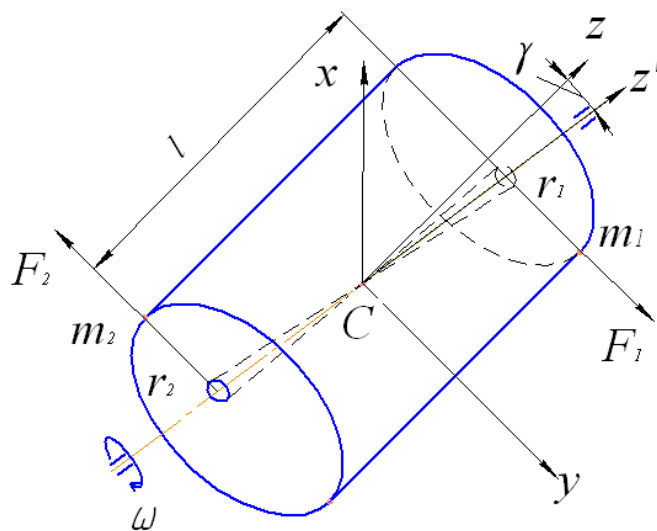


Рис. 2. Моментная неуравновешенность

При моментной неуравновешенности ось ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются в центре масс (рис. 2). Моментная неуравновешенность полностью определяется главным моментом дисбалансов ротора M_D или его центробежными моментами инерции.

3. Динамическая неуравновешенность.

$$|\lambda| \neq 1, \varphi_1 = \varphi_2 = 0,$$

или

$$|\lambda| = 1, \varphi_1 = 0, \varphi_2 = 0 \text{ либо } \varphi_2 = \pi,$$

или

$$|\lambda| \neq 1, \varphi_1 = 0, \varphi_2 = \alpha, \alpha \neq 0 \neq \pi.$$

$$\sum F_i = m_1 r_1 \omega^2 \times \sqrt{1 - \lambda^2 + 2\lambda \cos \varphi_2} \neq 0, \tag{7}$$

$$A = [m_1 r_1 \lambda \sin(\varphi_2 - \varphi_C)]^2 + \left[\frac{\sum F_i \lambda \cos(\varphi_2 - \varphi_C) - \cos \varphi_C}{2\varphi^2 \lambda \cos(\varphi_2 - \varphi_C) + \cos \varphi_C} \right]^2. \tag{8}$$

При динамической неуравновешенности, состоящей из статической и моментной, ось ротора и его главная центральная ось инерции пересекаются не в центре масс ротора или перекрещиваются (рис. 3). Динамическая неуравновешенность определяется главными вектором и моментом дисбалансов ротора.

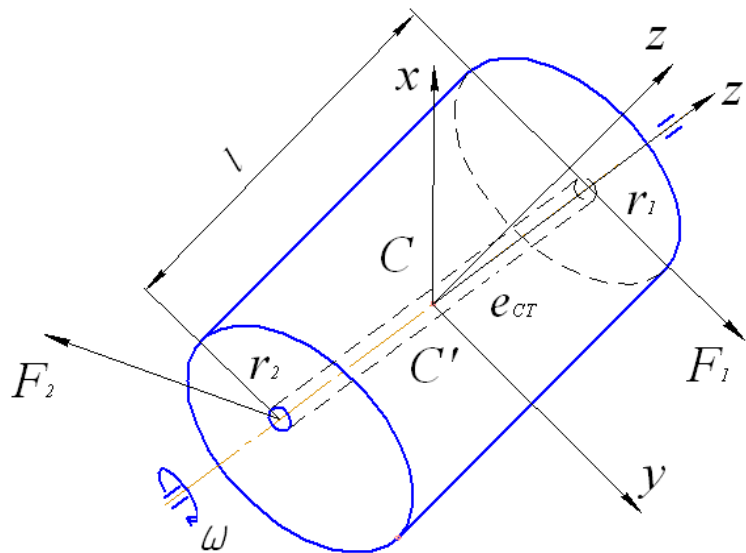


Рис. 3. Динамическая неуравновешенность

В любом из вариантов неуравновешенности ротора при его вращении возникают дополнительные перегрузки в подшипниках, являющиеся причиной возникновения вибраций, передающихся на опоры. Если на одном основании установлены несколько механизмов циклического действия, то в переходных режимах их работы возникают явления синхронизации частоты вращения роторов и биения. В задачах взаимодействия источника возбуждений с линейной одномассовой системой кроме уравнений колебаний необходимо рассматривать уравнения, которые описывали бы динамику источника возбуждения. Если источником является электродвигатель, а колебательная система, в первом приближении, одномассная, то при работе двигателя вращающийся ротор с радиусом дисбаланса r деформирует упругую связь c_1 , создавая силу $c_1 r \sin \varphi$ и момент $c_1 r \times r \sin \varphi \cos \varphi$. Колебания возбуждаются двига-

телем с моментной характеристикой $L(\varphi)$. Тогда уравнения движения можно представить в виде [1]:

$$m\ddot{x} + (c_1 + c_0)x = \varepsilon(c_1 r \sin \varphi - k\dot{x}), \quad (9)$$

$$I\ddot{\varphi} = \varepsilon[L(\dot{\varphi}) - H(\dot{\varphi}) + c_1 r(x - r \sin \varphi) \cos \varphi], \quad (10)$$

где φ - угол поворота ротора; x - перемещение колеблющейся массы; I - момент инерции вращающихся частей, приведенный к валу двигателя; $L(\dot{\varphi})$ - движущий момент; $H(\dot{\varphi})$ - момент сил сопротивления вращению,

$$\varepsilon = c_1 r^2 / I\Omega^2, \quad (11)$$

где Ω - угловая скорость вращения ротора двигателя.

Уравнение (10) описывает динамику источника возбуждения, т.е. вращение ротора двигателя. При $\varepsilon = 0$ уравнения (9) и (10) описывают колебания осциллятора и вращение ротора с постоянной угловой скоростью. При малых ε амплитуда колебаний a частота Ω и сдвиг фаз ϕ определяются из соотношений:

$$a = c_1 r / m \sqrt{4\omega^2(\omega - \Omega)^2 + k^2\omega^2 / m^2}, \quad (12)$$

$$\operatorname{ctg} \phi = k / 2m(\omega - \Omega), \quad (13)$$

$$L(\Omega) - S(\Omega) = 0, \quad (14)$$

$$S(\Omega) = H(\Omega) + k\omega a^2 / 2, \quad (15)$$

где функция $S(\Omega)$ характеризует момент сил сопротивления вращению вала двигателя.

Уравнение $L(\Omega) - S(\Omega) = 0$ - является уравнением динамического равновесия моментов, действующих на вал двигателя.

Необходимым условием устойчивости работы двигателя является выполнение неравенства:

$$\frac{d}{d\Omega} [L(\Omega) - S(\Omega)] < 0, \quad (16)$$

которое означает требование достаточной мощности двигателя. Это обусловливается ограниченной мощностью электродвигателя. При пуске электродвигателя потребляемая мощность возрастает и, как следствие, увеличивается крутизна характеристики $L(\Omega)$. При дальнейшем увеличении мощности происходит "срыв" колебаний. Потребляемая мощность снижается. Отмеченные эффекты вызывают синхронизацию частоты вращения ротора с частотой внешнего вибросигнала.

В тех случаях, когда опоры двигателя представляют нелинейные системы, а источником вибрационного сигнала является электродвигатель с неуравновешенным ротором, уравнения движения принимают следующий вид:

$$m\ddot{x} + cx = \varepsilon(mr\varphi^2 \cos \varphi + mr\dot{x} \sin \varphi - k\dot{x} - \gamma x^3), \quad (17)$$

$$I\ddot{\varphi} = \varepsilon[L(\varphi) - H(\varphi) + mr\dot{x} \sin \varphi]. \quad (18)$$

Малым параметром неуравновешенного ротора электродвигателя можно считать отношение несбалансированной массы к массе ротора m / m_1 . Амплитуда, сдвиг фаз и частота окolorезонансных колебаний в этом случае определяются из соотношений:

$$a = \frac{mr\Omega^2}{m_1 \sqrt{4\omega^2(\omega - \Omega)^2 + k^2\omega^2 / m_1^2}}, \quad (19)$$

$$\operatorname{tg} \phi = -\frac{k}{2m_1(\omega - \Omega)}, \quad (20)$$

$$L(\Omega) - S(\Omega) = 0, \quad (21)$$

$$S(\Omega) = H(\Omega) + \frac{k\omega^2 a^2}{2\Omega}. \quad (22)$$

где

Функция $S(\Omega)$ характеризует момент сил оказывающих сопротивление вращению ротора двигателя. В выражениях (19) – (21) не учитывались явления диссипации энергии колебаний в опорах ротора двигателя. Из выражений (19) – (21) следует, что амплитуду резонансных колебаний в переходных режимах можно уменьшить двумя путями:

- сократить время переходного процесса;
- обеспечить удовлетворительное демпфирование внешних и возникающих при разгоне вибрационных полей [3].

Поэтому, если снизить уровень вибрации хотя бы на 10 дБ, то время переходных процессов сократится, по крайней мере, вдвое, а энергопотребление уменьшится до 40% [1; 4].

Балансировка быстро вращающихся роторов (гибких роторов) в значительной степени влияет на долговечность их опор и конструктивных элементов и, таким образом, определяет надежность силового агрегата в целом. Применяемые на машиностроительных предприятиях технологические установки для балансировки основаны на применении стенов, в которых балансируемый ротор устанавливается на одной или двух подвижных виброопорах, каждая из которых связана с вибропреобразователем сигналов. Стенд снабжен импульсной лампой, которая управляется от электронной схемы выделения максимального уровня сигнала вибропреобразователя, в цепи которого встроены фильтры низких частот и индикатор-измеритель величины дисбаланса. Если число типов балансируемых на одном стенде роторов велико, то становится невозможным определение величины дисбаланса по показаниям аналогового индикатора. С другой стороны, колебания ротора на подвижных виброопорах зависят не только от величины дисбаланса, но и от неравномерных сил привода стенда. Последние определяют предельную разрешающую способность стенда по выделению малых величин дисбаланса.

Повысить точность балансировки можно несколькими способами. Первый реализуется простым увеличением частоты вращения ротора, с которым связано увеличение инерционных центробежных сил пропорционально квадрату частоты. Однако его трудно осуществить, если частота вращения была задана максимально допустимой исходя из прочности привода.

Второй способ - снизить величину помех привода. Его реализация, как правило, требует реконструкции механической основы стенда и часто неосуществима.

Третий способ заключается в возможности более тщательного анализа сигнала датчика колебаний с целью исключения влияния помех. Последние могут быть случайными и коррелированными с частотой вращения ротора. Алгоритмы обработки могут реализовываться аналоговыми фильтрами или численными методами. Аналоговые фильтры более быстродействующие. Численные алгоритмы обработки сигнала в отличие от аналоговых обладают неизменяемыми во времени характеристиками и возможностью их связи с базой данных по коэффициентам масштабирования амплитуды для каждого из объектов балансировки.

Во всех перечисленных способах необходимо снижать ошибки измерения вибрационных перегрузок.

Применение в качестве датчиков колебаний ультразвукового фазового вибропреобразователя позволяет снять эту проблему, а высокочастотные помехи, коррелированные с вибросигналом, не воспринимаются данным вибропреобразователем из-за малости их амплитуд перемещений.

В системах со многими источниками вибрации всегда возможна синхронизация на одной или нескольких частотах. Вследствие этого эффекта уровень виброактивности может резко возрасти. Для гашения повышенной вибрации необходимо, прежде всего, развязать между собой источники вибрации. Широко применяемые в настоящее время для гашения вибрации обычные резинометаллические демпферы не всегда удовлетворяют требованиям, предъявляемым в системах с повышенной виброактивностью. Поэтому усилия исследователей и разработчиков виброзащитных устройств в последнее время направлены на изыскание

способов гашения вибрации, основанных на иных физических принципах и на разработку соответствующих систем виброзащиты, в частности, управляемых гидравлических виброопор нового поколения. Принцип их действия основан на эффекте диссипации энергии колебаний в вязкоупругих средах с изменяющимися под действием внешних и внутренних электромагнитных полей магнитореологическими свойствами [5].

Таким образом, эффект синхронизации, проявляющийся при взаимодействии различных источников вибрации в механических системах, часто приводит к неточным измерениям. Одним из путей снижения вредного действия вибрации в энергоёмких системах является изолирование её источников друг от друга. Поскольку в производственных условиях не всегда представляется возможным пространственное их разделение, возникает необходимость гасить вибрации в самих источниках. Виброизолирующие устройства должны обладать широкой полосой настройки на различные частоты и повышенным ресурсом. Экспериментально установлено, что наиболее полно удовлетворяют данным требованиям гидравлические виброопоры с управляемыми магнитореологическими трансформаторами.

Работа выполняется при частичной финансовой поддержке гранта РФФИ № 08-08-970557-Р Поволжье.

Библиографический список

1. Взаимодействие силового агрегата моторкомпрессора электровоза с вибрационными полями в переходных режимах / Б.А. Гордеев [и др.]. 2002. № 4. С. 105-111.
2. Пат. № 2104424 РФ. Гидравлическая виброопора // Гордеев Б.А., Весницкий А.И., Марков В.И., Аббакумов Е.И. Заявлено. № 96100147/28; заявл. 03.01.96; опубл. 10.02.98. Бюл. № 4.
3. Пат. РФ на полезную модель по заявке № 2004118550/22(020057) от 18.06.2004. Гидравлическая виброопора // Гордеев Б.А., Тумаков С.Ф., Перевезенцев В.Н., Ерофеев В.И., Федюнин П.Н.
4. Пат. РФ на полезную модель № 56979 по заявке №. Гидравлическая виброопора // Гордеев Б.А., Тумаков С.Ф.
5. Пат. №2307267 РФ. Гидравлическая виброопора // Гордеев Б.А., Тумаков С.Ф.; опубл. 27.09.2007. Бюл. № 27.
6. ОСТ Р ИСО/ТС 10811-1-2007 «Вибрация в помещениях с установленным оборудованием».

*Дата поступления
в редакцию 24.06.2010*

B.A. Gordeev, K.V. Golubeva, V.P. Gorskov, A.N. Osmekhin

SELF-SYNCHRONISATION OF VIBRATING SOURCES IS THE REASON OF OCCURRENCE LOW-FREQUENCY PALPATIONS

In given article the principal causes causing low-frequency fluctuations of building designs are considered and ways and devices for their decrease are offered. Results of the researches spent in testing laboratory and the Nizhniy Novgorod branch IMASH the Russian Academy of Sciences are resulted. Various methods of decrease in vibration and as consequence elimination of low-frequency fluctuations are considered.

Key words: transient process; synchronization; rotor vibrations; hydraulic dampers; experiment.