

Динамика маятникового виброгасителя крутильных колебаний

Асылбек ДЖОМАРТОВ¹, Амандык ТУЛЕШОВ²

^{1,2} Институт Механики и Машиноведения им. У.А.Джолдасбекова

Алматы, Казахстан

E-mail: legsert@mail.ru

Абстракт

В работе рассматривается динамика маятникового виброгасителя крутильных колебаний. Маятниковые виброгасители применяются в современных машинах для снижения вибрации. Маятниковый виброгаситель позволяет снизить колебания в широком диапазоне частот. Для моделирования динамики маятникового виброгасителя крутильных колебаний используется программный комплекс SimulationX. Проведен анализ модели упругой трансмиссии с приводом от двигателя внутреннего сгорания с маятниковым виброгасителем на программном комплексе SimulationX.

Ключевые слова: маятник, виброгаситель, динамика, SimulationX.

1. Введение

Машины и механизмы подвергаются воздействию колебаний (вибрации), которые возникают как при работе самой машины, так и при воздействии различных внешних сил. Разработка и исследование различных устройств защиты от вибраций является одной из актуальных задач в данное время. Снижение амплитуды колебаний машины или отдельных ее узлов достигается за счет установки специальных виброгасителей. Установка виброгасителей является наиболее эффективным способом, иногда даже единственно возможным, обеспечивающим необходимое снижение вибраций. Использование виброгасителей может быть предусмотрено не только на стадии проектирования и создания машины, но и в тех случаях, когда вибрации выявлены уже в процессе ее эксплуатации. Принцип работы виброгасителя состоит в том, что, присоединенное определенным способом дополнительное тело (или система тел), своими колебаниями уменьшает колебания узлов машины на частоте (или в каком-то частотном диапазоне) внешнего возбуждения.

2. Центробежный маятниковый виброгаситель крутильных колебаний вала

В современных машинах, для снижения вибрации, часто применяют маятниковые виброгасители. Основное достоинство маятникового виброгасителя состоит в широком диапазоне частот гашения колебаний. Расширение диапазона достигается за счет того, что собственная частота маятника в поле центробежных сил пропорциональна скорости вращения [1].

На рис. 1 показана схема центробежного маятникового виброгасителя крутильных колебаний вала, вызываемых гармоническим возбуждением $M = M_0 \sin \omega t$. Для гашения колебаний к диску вала на расстоянии r от его оси шарнирно прикреплен маятник с массой m_r , сосредоточенной на конце невесомого стержня длиной l .

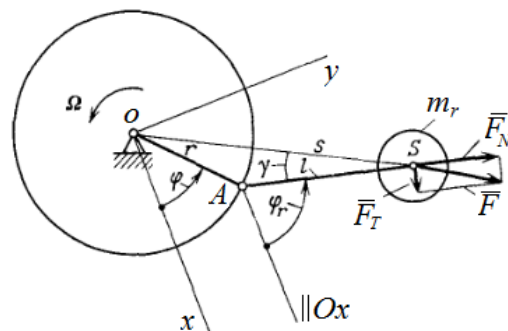


Рис. 1. Схема маятникового гасителя крутильных колебаний вала

Уравнения движения составляем в системе координат Ox , вращающейся со средней угловой скоростью вала Ω . За обобщенные координаты принимаем угол поворота диска φ , отсчитываемый от оси Ox , и угол качания маятника φ_r , отсчитываемый от направления той же оси. При составлении уравнений движения [1] по кинетостатическому методу учитываем силу инерции массы m_r , в абсолютном движении по приближенной формуле $F = m_r s \Omega^2$, где расстояние от центра масс маятника до оси вращения диска. Раскладывая эту силу на две

составляющие F_N и F_t вдоль стержня AS и перпендикулярно к нему, получаем:

$$F_N = m_r \Omega^2 s \cos \gamma, F_t = m_r \Omega^2 s \sin \gamma.$$

Из треугольника OAS находим:

$$s \cos \gamma = l + r \cos \psi, s \sin \gamma = l + r \sin \psi,$$

где $\psi = \varphi_r - \varphi$. При малых колебаниях маятника, считая $\cos \psi = 1, \sin \psi \approx \psi$, имеем:

$$F_N \approx m_r \Omega^2 (l + r), F_t \approx m_r \Omega^2 r \psi.$$

Уравнение кинестатического равновесия диска имеет вид

$$J\ddot{\varphi} - F_N r \sin \psi = M_0 \sin \omega t - c\varphi,$$

где J - момент инерции диска, c - коэффициент крутильной жесткости участка вала между двигателем и диском.

Подставляя приближенное значение условия, получаем первое дифференциальное уравнение движения системы

$$J\ddot{\varphi} + c\varphi - m_r \Omega^2 r (l + r) (\varphi_r - \varphi) = M_0 \sin \omega t.$$

При составлении второго дифференциального уравнения пренебрегаем малыми кориолисовыми силами. Силу инерции в переносном движении учитываем по приближенной формуле $F_k \approx m_r r \ddot{\varphi}$, а момент составляющей F_t относительно точки подвеса маятника равен $m_r \Omega^2 r (\varphi_r - \varphi) l$

$$m_r l^2 \ddot{\varphi}_r + m_r \Omega^2 r l (\varphi_r - \varphi) + m_r \varphi r l = 0.$$

Установившиеся вынужденные колебания с частотой вынуждающей силы описываются решением $\varphi = A \sin \omega t, \varphi_r = A_r \sin \omega t$.

Подставляя это решение в систему уравнений движения, получаем два уравнения с двумя неизвестными A и A_r :

$$[c - J\omega^2 + m_r \Omega^2 r (l + r)]A - m_r \Omega^2 r (l + r) = M_0, \\ -m_r r l (\Omega^2 + \omega^2)A + m_r l (r\Omega^2 - l\omega^2)A_r = 0.$$

Отсюда

$$A = \frac{M_0}{\Delta} m_r l (r\Omega^2 - l\omega^2), A_r = \frac{M_0}{\Delta} m_r r l (\Omega^2 + \omega^2),$$

где Δ - определитель, который составлен из коэффициентов при A и A_r в системе уравнений движения.

Если $\Delta \neq 0$, то из выражения для амплитуды A можно найти антирезонансную частоту ω_* , при которой $A = 0$

$$\omega_* = \Omega \sqrt{\frac{r}{l}} \quad (1)$$

Следовательно, в центробежном маятниковом виброгасителе в отличие от пружинного виброгасителя антирезонансная частота пропорциональна угловой скорости вращения вала.

Обозначая через n отношение частоты вынуждающей силы ω к средней угловой скорости вала Ω , получаем из (1) условие для выбора параметров виброгасителя

$$\frac{r}{l} = n^2 \quad (2)$$

т. е. гашение колебаний, вызываемых n -й гармоникой вынуждающего момента, обеспечивается единой настройкой виброгасителя при любой скорости вращения вала.

При гашении крутильных колебаний для компенсации изгибающего действия составляющей силы F_N устанавливают два маятника в диаметрально противоположных точках диска (рис. 2, а) [1].

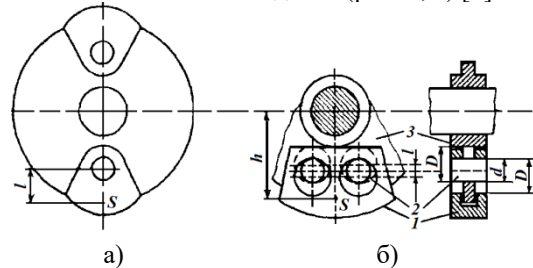


Рис. 2. Конструкции маятникового виброгасителя крутильных колебаний вала

Создаваемый ими эффект снижения колебаний имеет суммарное действие. Однако эта схема конструктивно удобна, как правило, лишь при $n = 1$. С увеличением n длина маятника l существенно уменьшается. При малом l применяется бифилярный подвес (рис. 2, б), при котором в качестве маятника используется противовес 1, укрепленный с помощью роликов 2 на щеке 3 коленчатого вала. Диаметр d роликов меньше, чем диаметр D сверлений в щеке. Указанное крепление обеспечивает поступательное движение противовеса, при котором все его точки движутся по дугам окружностей равных радиусов $l = D - d$. Радиус крепления маятника-противовеса в этом случае $r = h - l$, где h - расстояние от оси вала до центра масс противовеса, и условие (2) для выбора параметров гасителя принимает вид

$$\frac{h - D + d}{D - d} = n^2$$

Массу виброгасителя m_r выбирают из условия, чтобы при допустимых амплитудах качания создаваемый им момент разнялся n -й гармонике вынуждающего момента.

3. Моделирование маятникового виброгасителя крутильных колебаний

Для моделирования работы маятникового виброгасителя крутильных колебаний используем программный комплекс SimulationX. SimulationX – это междисциплинарный программный комплекс для моделирования физико-технических объектов и систем, который разработан фирмой ITI GmbH, Дрезден [2]. Ученые и инженеры, работающие в

промышленности и сфере образования, используют этот инструмент для разработки, моделирования, симулирования, анализа и виртуального тестирования сложных мехатронных систем.

Мы будем использовать модель «Маятниковый гаситель» (Pendulum Absorber) на программном комплексе SimulationX. Это модель маятникового виброгасителя, которая используется в приводах машин. Маятниковый виброгаситель является эффективным и адаптивным средством для устранения опасных резонансов во вращающихся валах, в которых частоты возбуждения пропорциональны скорости вращения. На рис. 3 показана схема маятникового виброгасителя.

Модель учитывает момент инерции диска и массу маятника. Сила тяжести действует в направлении оси y маятника. Модель может учитывать переменную длину маятника (параметр lP). Модель учитывает трение во вращательной паре крепления маятника.

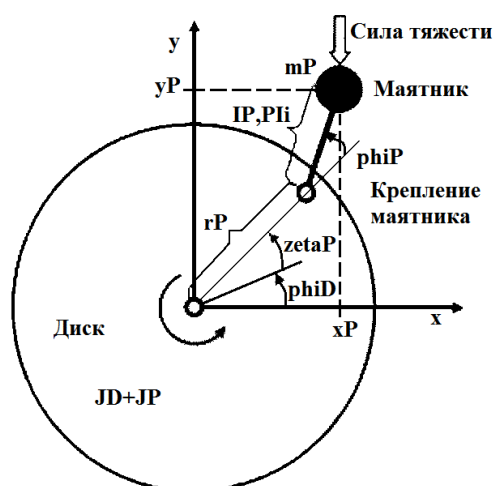


Рис. 3. Схема маятникового виброгасителя

Входные параметры модели: Длина маятника lP , радиус маятника rP (рис.3) могут быть постоянными или переменными величинами. $zetaP$ - угол крепления маятника при сборке. По умолчанию он равен нулю. В случае установки более чем одного маятника на диске или вале, например для гашения более чем одного резонанса, маятники устанавливаются под разными углами, что может быть учтено в модели. Масса маятника mP . Момент инерции маятника JP . Диск моделируется элементом инерции библиотеки механики вращательных тел. Момент инерции этого элемента представляет собой сумму дискового момента инерции JD и момента инерции маятника JP . Начальный угол диска $phiD0$ и начальная скорость диска $omD0$. Коэффициент трения покоя маятника

$\mu0$, коэффициент трения скольжения маятника μ . Диаметр оси вращения маятника $dPin$.

Выходные параметры модели: $phiP$ - угловое перемещение маятника, omP - угловая скорость маятника, $alpP$ - угловое ускорение маятника, xP - перемещение маятника по оси X , yP - перемещение маятника по оси Y , vxP - скорость маятника по оси X , vyP - скорость маятника по оси Y , lPi - текущая длина маятника, TaD - крутящий момент диска, $phiD$ - угловое перемещение диска, omD - угловая скорость диска, $alpD$ - угловое ускорение диска, FxD - реакция в опоре диска по оси X , FyD - реакция в опоре диска по оси Y , Pk - кинетическая энергия, PI - потери энергии от трения.

3.1 Модель упругой трансмиссии с приводом от двигателя внутреннего сгорания с маятниковым виброгасителем.

На рис. 4 а, б показаны две модели упругой трансмиссии с приводом от двигателя внутреннего сгорания. Модель упругой трансмиссии с приводом от двигателя внутреннего сгорания, показанная на рис. 4б оснащена маятниковым виброгасителем. Собственная частота упругой трансмиссии равна 58 Гц, и при достижении двигателем 1740 оборотов в минуту, появляются резонансные колебания, вызванные второй гармоникой крутящего момента двигателя внутреннего сгорания.

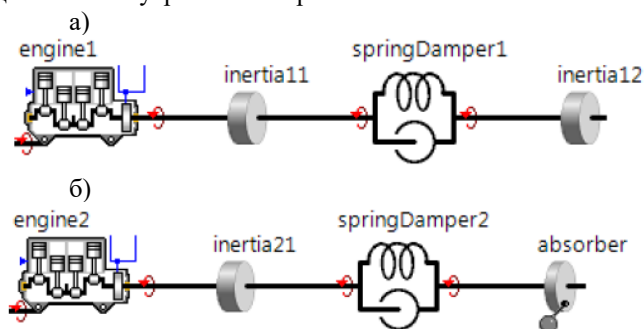


Рис. 4. Модели упругой трансмиссии с приводом от двигателя внутреннего сгорания: а) обычная, б) с маятниковым виброгасителем

Входные параметры модели упругой трансмиссии с приводом от двигателя внутреннего сгорания: мощность 4-х цилиндрового дизельного двигателя Pn = 44 кВт, номинальные обороты двигателя omn = 5000 об/мин, момент инерции двигателя $J=0.1$ кг·м², момент инерции трансмиссии $J21=0.2$ кг·м², коэффициент жесткости трансмиссии $k=10^4$ нм/рад, коэффициент диссипации трансмиссии $v=1$ н·м·с/рад, масса маятника $mP=1$ кг, момент инерции маятника $JP=0$ кг·м², момент инерции диска $JD=0.1$ кг·м², длина маятника $lP=20$ мм, радиус маятника

$rP=80$ мм, угол крепления маятника при сборке $\zeta P=0$ рад.

Результаты моделирования. Собственная частота трансмиссии равна 58 гц. Маятниковый виброгаситель был настроен для гашения резонанса трансмиссии вызванного второй гармоникой крутящего момента двигателя внутреннего сгорания. Как видно из диаграммы Кемпбела (рис. 5) резонанс, вызываемый второй гармоникой крутящего момента двигателя внутреннего сгорания, происходит при числе оборотов двигателя 1740 об/мин.

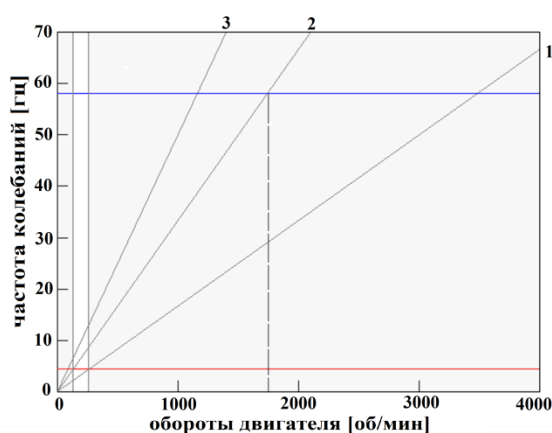


Рис. 5. Диаграмма Кемпбела трансмиссии



Рис. 6. Крутящий момент трансмиссии

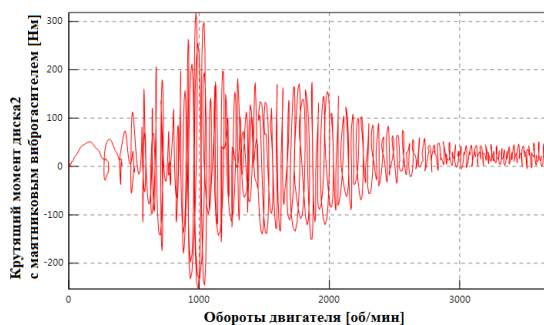


Рис. 7. Крутящий момент трансмиссии с маятниковым виброгасителем

Как видно из рис.6 максимальная амплитуда крутящего момента равна 486 Нм при числе оборотов двигателя 1900 об/мин. На рис. 7 показан график крутящего момента трансмиссии с маятниковым виброгасителем. В результате применения маятникового виброгасителя амплитуда крутящего момента трансмиссии снижена до 175 Нм при числе оборотов двигателя 1900 об/мин.

Выводы

Модель «Маятниковый гаситель» (Pendulum Absorber) на программном комплексе SimulationX может применяться, как в учебном процессе, так и при исследовании существующих трансмиссий двигателей внутреннего сгорания и проектировании новых. Программный комплекс SimulationX позволяет применять модель «Маятниковый гаситель» (Pendulum Absorber) при моделировании динамики широкого класса электро-механических систем

Литература

- [1]. Н.И. Левитский, Колебания в механизмах. М.: Наука, 1988.
- [2]. Web, <http://www.simulationx.com/>.