

УДК 621.833

Н. Н. Ишин, доктор технических наук, доцент, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск
А. М. Гоман, кандидат технических наук, доцент, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск
А. С. Скороходов, кандидат технических наук, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Минск

ВИБРАЦИОННО-ИМПУЛЬСНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Введение

В основу вибрационно-импульсного метода оценки технического состояния зубчатых передач положена взаимосвязь между степенью повреждения элементов зубчатых передач и параметрами ударных импульсов в зубчатых зацеплениях. Предлагаемый в работе метод может быть эффективно использован для зубчатых передач трансмиссионных систем мобильных машин.

Упругие деформации зубьев, погрешности изготовления и монтажа приводят к мгновенному сообщению зубом шестерни зубу колеса некоторой избыточной скорости, причем возникающий при этом **ударный импульс** (так ниже будет называться закон изменения во времени ударной силы) является источником упругих колебаний зубчатых приводных механизмов [1, 2]. Ударный импульс характеризуется следующими параметрами: формой, длительностью действия ударной силы и ее максимальным значением. Эти параметры тесно взаимосвязаны с состоянием зубчатой передачи, поэтому ударные импульсы используются в качестве диагностического сигнала для оценки технического состояния зубчатых передач.

Задача ударного взаимодействия цилиндрических эвольвентных зубчатых колес применительно к вибродиагностике приводных зубчатых механизмов рассматривалась Б. В. Павловым [3], однако им не была решена проблема определения формы ударного импульса, позволяющая определить спектральные характеристики ударного взаимодействия.

Выбор динамической модели прямозубой зубчатой передачи

Упругие деформации зубьев и погрешности шагов зацепления зубчатых колес приводят к тому, что зубья колес входят в контакт не на теоретической линии зацепления, а в некоторой нерасчетной точке. Вследствие этого происходит удар зубчатых колес, связанный с мгновенным сообщением зубом шестерни зубу колеса некоторой избыточной скорости кромочного удара V_0 .

Ударное взаимодействие в зубчатом зацеплении рассматривается на основе гипотезы Герца [4] и отличается учетом того, что в начальный момент удара зубьев упругие деформации локализируются в малых, примыкающих к площадкам контакта зубьев объемах, а контактное взаимодействие осуществляется вдоль образующих профилей зубьев.

В данной работе для исследования ударного взаимодействия в зубчатом зацеплении принята ди-

намическая модель (рис. 1), учитывающая крутильные колебания колес (обобщенные координаты φ_1, φ_2) относительно их равномерного вращения с постоянной угловой скоростью, вызванные погрешностями изготовления и монтажа.

Система дифференциальных уравнений, описывающих ударное взаимодействие зубчатых колес, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 &= -Fr_{b1}, \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= Fr_{b2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где F – ударная сила; r_{b1}, r_{b2} – радиусы основных окружностей колес.

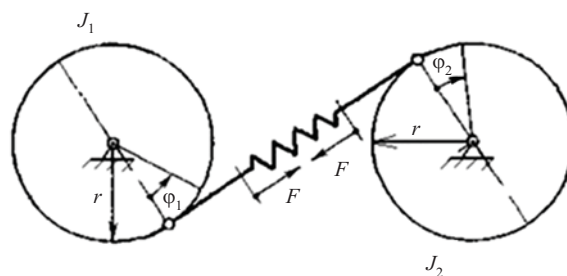


Рис. 1. Динамическая схема зубчатой передачи

Связь между ударной силой F и сближением x_3 соударяющихся зубьев

$$x_3 = \varphi_1 r_{b1} - \varphi_2 r_{b2}$$

устанавливается из рассмотрения упругого контактного взаимодействия сопряженных зубьев на основе теории Герца. Путем перехода к новой обобщенной координате x_3 после исключения угловых перемещений зубчатых колес φ_1 и φ_2 система (1) преобразуется в одно нелинейное дифференциальное уравнение

$$\frac{d^2 x_3}{dt^2} = -\frac{F}{\mu_{пр}}, \quad (2)$$

где $\mu_{пр} = \frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_1 + \mu_2}$ – приведенная масса колес зубчатой передачи; $\mu_1 = \frac{I_1}{r_{b1}^2}$, $\mu_2 = \frac{I_2}{r_{b2}^2}$ – приведенные

к радиусам основных окружностей, соответственно, массы шестерни и колеса.

Связь между контактной ударной силой F и сближением зубьев x_3 в соответствии с теорией

Герца принимается такой же, как и при статическом нагружении двух цилиндров радиусов ρ_2, ρ_1 [5], изготовленных из одного материала, и определяется выражением

$$x_3 = -\frac{\theta}{2\pi b_w} \ln \frac{\theta e^{-0,814 F}}{2\pi b_w (\rho_1 + \rho_2)}, \quad (3)$$

где $\theta = \frac{4(1-\nu^2)}{E}$ – константа материала зубчатых колес; ν – коэффициент Пуассона.

Интегрирование уравнения (2) с учетом зависимости (3) производится при следующих начальных условиях: $t = 0; x_3(0) = 0; \dot{x}_3(0) = V_0$.

Ударная сила достигает максимального значения F_{\max} в момент наибольшего сближения соприкасающихся зубьев, в который относительная скорость \dot{x}_3 становится равной нулю. Величина F_{\max} находится из уравнения

$$F_{\max}^2 \ln \frac{\theta F_{\max}}{2\pi b_w (\rho_1 + \rho_2) e^{0,314}} = -\frac{2\pi b_w \mu_{\text{пр}}}{\theta} V_0^2.$$

Время ударного взаимодействия определяется из выражения [6]

$$T = \frac{V_0 \mu_{\text{пр}}}{F_{\max}} \left[2S_0 + \frac{S_1}{\tau} + \frac{S_2}{\tau^2} + \frac{S_3}{\tau^3} + \dots \right],$$

где $\tau = \frac{2\pi b_w V_0^2 \mu_{\text{пр}}}{\theta F_{\max}^2}$ – безразмерная величина; $S_0 = 1,571; S_1 = 1,089; S_2 = 0,031; S_3 = 0,003$ [7]; b_w – ширина зубчатого венца.

Спектральный анализ ударных импульсов зубчатой передачи

Необходимость спектрального анализа ударных импульсов зубчатой передачи вызвана тем, что зарождающиеся эксплуатационные дефекты в зубчатых механизмах диагностируются лишь в резонансных зонах механических систем в диапазоне частот $1-2 \text{ кГц} \leq f \leq 10-20 \text{ кГц}$ [8]. Спектральный анализ дает возможность определить амплитудные значения и диапазоны возмущающих частотных гармонических составляющих импульсов на зубцовых и кратных им частотах.

В зубчатой передаче периодическое действие ударных импульсов происходит с периодом зубцовой частоты T_z (рис. 2, а):

$$T_z = \frac{60}{nz}, \quad (4)$$

где n – частота вращения шестерни, об/мин; z – число зубьев.

Динамическое воздействие импульсов на зубчатую передачу зависит от соотношения времени действия импульса T и периода зубцовой частоты T_z . Если величины T и T_z соизмеримы, то вынужденные колебания зубчатой передачи к моменту воздействия последующего импульса не успевают затухать.

В этом случае динамические процессы в зубчатой передаче следует изучать во времени под воздействием периодических ударных импульсов. Функция ударной силы во времени представляется разложением в ряд Фурье:

$$F(t) = F_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (F_{ak} \cos \omega_k t + F_{bk} \sin \omega_k t) = F_0 + \sum_{k=1}^{\infty} F_k \sin(\omega_k t + \varphi_k),$$

где $\omega_k = k\omega_1$ ($k = 2, 3, 4, \dots$ составляет натуральный ряд чисел) – гармоники, частоты которых кратны основной частоте ω_1 ; $\omega_1 = 2\pi/T_z$ – основная частота, определяемая периодом действия импульсов; φ_k – фаза колебаний k -й гармоники.

Амплитудная составляющая ударной силы F_k , соответствующая k -й гармонике,

$$F_k = \sqrt{F_{ak}^2 + F_{bk}^2}.$$

Амплитудным спектром ударного импульса называют совокупность амплитуд F_k , расположенных вдоль частотной оси в соответствии с частотами ω_k . Для упрощения расчетов амплитудного спектра периодического ударного импульса, описываемого в первом приближении полуволной синусоиды [9] длительностью T и с максимальным значением F_{\max} , следует поместить начало координат в точку максимума импульса (рис. 2, а). В этом случае форма ударного импульса выражается косинусоидальной функцией

$$F(t) = F_{\max} \cos \frac{\pi}{T} t, \quad \left(-\frac{T}{2} \leq t \leq \frac{T}{2} \right).$$

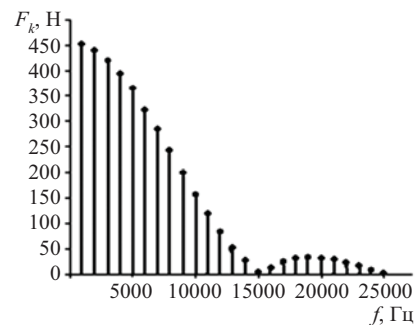
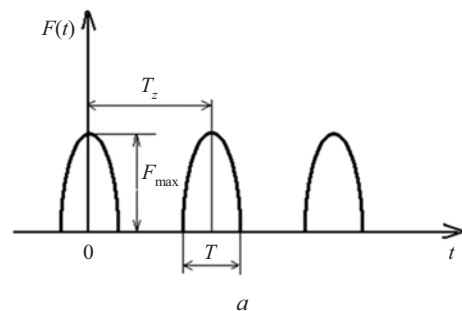


Рис. 2. Периодические ударные импульсы (а) и их спектр (б)

Спектр амплитуд F_k определяется в силу симметричности функции относительно вертикальной оси и ее изменения в пределах периода $\pm T_z/2$ от $-T/2$ до $T/2$:

$$F_k = \frac{4}{T_z} \int_0^{T/2} F_{\max} \cos \frac{\pi}{T} t \cos \omega_k t dt = \frac{4T}{\pi T_z} F_{\max} \frac{\cos \left(\frac{\omega_k T}{2} \right)}{1 - \left(\frac{\omega_k T}{\pi} \right)^2}. \quad (5)$$

Спектр колебаний периодически действующего ударного импульса является дискретным и представляет набор гармонических колебаний, при этом основная частота ω_1 определяет интервал дискретности. На рис. 2, б представлен спектр, рассчитанный для экспериментальной зубчатой пары $z_1 = z_2 = 40$, $m = 3$ мм, $b_w = 10$ мм в зависимости от частоты $f_k = \omega_k / 2\pi$ (Гц).

Для установления связи между параметрами ударного импульса и вибрационного сигнала на корпусе зубчатого механизма исследовалась модель распространения упругих волн по акустическому каналу L .

Акустический канал осуществляет преобразование последовательности ударных импульсов $F(t)$ в функцию $W(t)$. Возникающие при пересопряжении зубьев ударные импульсы порождают в зубчатом механизме поле упругих волн. Упрощение решения задачи связано с рассмотрением распространения упругой волны точечным источником в неограниченную среду. Распространяющаяся волна в этом случае является сферической, и волновой процесс определяется только одной переменной величиной – расстоянием r произвольной точки механизма от точечного источника. Функция ударного импульса разлагается на гармонические составляющие, после чего рассматриваются колебания упругой среды механизма, вызванные каждой из составляющих.

Амплитудные значения ускорений точек корпуса механизма $a_{rk\max}$, определяемых координатой r , находятся из выражения [10]

$$a_{rk\max} = \frac{F_k r_0 \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_k \gamma r}{c_B} \right)^2}}{S_b \rho \gamma r^2},$$

где S_b – площадь сферической полости действия ударного импульса; ρ – удельная плотность среды; c_B – скорость распространения волновых процессов в материале механизма; r_0 – радиус сферической полости; γ – коэффициент, учитывающий наличие пустот и стыков в редукторе.

Среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорения определяется по величинам ускорений $a_{rk\max}$, соответствующих гармоникам, возбуждаемым ударным импульсом в зубчатом зацеплении:

$$a_{СКЗ} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^{\infty} a_{rk\max}^2}.$$

Установление связи между параметрами ударного импульса и виброакустического сигнала, а также сопоставление их спектральных характеристик позволяют выявить те гармонические составляющие, кратные зубцовой частоте, которые совпадают с областью резонанса механизма и возбуждают в нем интенсивные колебания. По изменению величин этих колебаний в процессе эксплуатации можно судить о мере повреждения зубчатой пары.

Вибромониторинг технического состояния зубчатых передач

Регистрация сигнала вибраций в реальном масштабе времени позволяет сравнительно просто диагностировать дефекты зубчатых передач (сколы, трещины, поломки зубьев, износ). Экспериментальные исследования зубчатой пары с параметрами, указанными выше, проводились на испытательном стенде с замкнутым контуром. Режимы испытаний: скорость вращения 1000 об/мин; тормозной момент – 120 Н·м. Контроль вибраций осуществлялся на корпусе подшипниковых узлов ведущего и ведомого колес. На рис. 3, а приведены осциллограмма и спектр виброускорения исправной зубчатой передачи, на рис. 3, б – с трещиной у одного из зубьев на ведущем колесе.

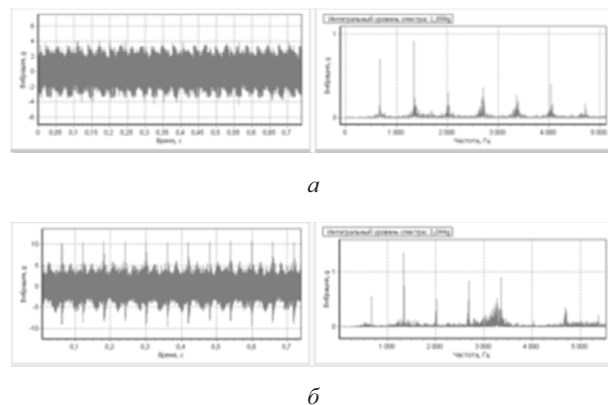


Рис. 3. Временные реализации и спектры виброускорений: а – исправная зубчатая передача; б – передача с трещиной на ведущем колесе

Трещина у ножки зуба приводит к снижению его жесткости и вхождению в зацепление следующего зуба с сильным ударом. Эти ударные импульсы с амплитудой до 10g хорошо заметны на осциллограмме, приведенной слева на рис. 3, б. При сравнении амплитудно-частотных спектров видно значительное увеличение амплитуды второй гармоники зубцовой частоты (1343 Гц) с 0,92g (рис. 3, а) до 1,56g (рис. 3, б). Скол части зуба также легко определяется при анализе временных реализаций вибраций или их спектров.

Заключение

1. Параметры ударных импульсов и виброимпульсов, являющихся проявлением ударных импульсов

в вибрации механизма, отражают взаимосвязи между техническим состоянием, динамической нагруженностью и виброактивностью зубчатых передач.

2. Вибрационно-импульсный метод оценки технического состояния зубчатых передач базируется на установлении взаимосвязи между параметрами ударных импульсов в зубчатых зацеплениях и степенью повреждения элементов зубчатых передач.

3. Спектральный анализ периодически действующих ударных импульсов дает возможность определить амплитудные значения и диапазоны возмущающих частотных гармонических составляющих импульсов на зубцовых и кратных им частотах, на которых выявляется процесс зарождения и развития дефектов в зубчатых передачах.

4. Оценка технического состояния зубчатых передач при проведении стендовых испытаний может быть осуществлена посредством мониторинга изменений уровней и частотных составляющих вибрационных спектров.

Получено 14.02.2017

Библиографические ссылки

1. *Ишин Н. Н.* Динамика и вибромониторинг зубчатых передач. – Минск : Беларус. навука, 2013. – 432 с.
2. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений / И. Ф. Кравченко, А. Б. Единолич, В. А. Яковлев, В. Л. Дорофеев // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 8(55). – С. 129–134.
3. *Павлов В. Б.* Акустическая диагностика механизмов. – М. : Машиностроение, 1971. – 224 с.
4. *Бидерман В. Л.* Теория механических колебаний. – М. : Высш. шк., 1980. – 408 с.
5. Прочность, устойчивость, колебания : справочник. В трех т. / под ред. д-ра техн. наук И. А. Биргера, чл.-кор. АН Латвийской ССР Я. Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1968. – Т. 2. – 463 с.
6. *Ишин Н. Н.* Указ. соч.
7. Там же.
8. *Генкин М. Д., Соколова А. Г.* Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
9. *Ишин Н. Н.* Указ. соч.
10. Там же.

УДК 621.833.6

Г. Ю. Волков, доктор технических наук, доцент, Курганский государственный университет
С. В. Колмаков, кандидат технических наук, ГБУДО «Детско-юношеский центр», Курган
Д. В. Фадюшин, аспирант, Курганский государственный университет

ПЛАНЕТАРНАЯ ПЕРЕДАЧА ТИПА $K-V-V$

В машиностроении известны планетарные передачи $K-H-V$ (по классификации В. Н. Кудрявцева [1]), где основными звеньями являются центральное колесо с внутренними зубьями, ведущее водило, ведомый сателлит с внешними зубьями и устройство снятия момента с сателлита, компенсирующее несоосность сателлита и ведомого вала. Недостаток таких передач заключается в наличии водила, представляющего собой сложную и нетехнологичную деталь. Нами предложена [2] новая безводильная планетарная передача, которую по системе В. Н. Кудрявцева следует обозначить как $K-V-V$. Особенностью данной передачи является то, что все три оси – ведущего 2, ведомого 3 и опорного 1 колес – не совпадают друг с другом.

Варианты конструкции новой передачи

Новая передача показана на рис. 1. Она содержит колесо 1 с внутренними зубьями. В данной конструкции колесо 1 является неподвижным. Остальные зубчатые колеса передачи – сателлиты. Все сателлиты делятся на две группы – наружную и центральную. В данной конструкции непосредственно взаимодействуют с колесом 1, т. е. составляют наружную группу, сателлиты 3, 4, 5. Сателлит 2 представляет

центральную группу сателлитов. Он взаимодействует только с сателлитами наружной группы. Ведомым звеном передачи является наибольший сателлит наружной группы, т. е. сателлит 3. Ведущим звеном может быть любой другой сателлит, однако наибольшее передаточное отношение и КПД механизма достигаются в том случае, когда ведущий сателлит относится к центральной группе сателлитов. В данной конструкции ведущий – сателлит 2. Прочие сателлиты являются промежуточными звеньями, они не нагружены крутящим моментом. В данной конструкции промежуточные – сателлиты 4, 5.

Движение подается на вал колеса 2 и снимается с вала колеса 3. При этом направление движения меняется на противоположное.

В передаче, изображенной на рис. 2, наружная группа сателлитов содержит два опорных сателлита 4, 5, а центральная группа сателлитов состоит из трех сателлитов. Тот из них, который находится в центре (сателлит 2), является ведущим, а два других – 6, 7 – вспомогательными. Для увеличения КПД и нагрузочной способности передачи нужно минимизировать углы зацепления в силовых кинематических парах, образуемых опорным сателлитом 4. Однако при этом повышается опасность выпадения