

ОБ УЛУЧШЕНИИ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПУТЕМ ВВЕДЕНИЯ В КОНСТРУКЦИЮ УПРУГОПОДАТЛИВЫХ И ДЕМПФИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В.Л. БАСИНЮК

*Институт механики и надежности машин
НАН Беларуси, г. Минск*

Ключевые слова: динамика, демпфирование, вибрации, виброизоляция, зубчатая передача.

Введение

Производство передач и трансмиссий на их основе является одним из самых массовых и вторым в мире по объемам (более 70 млрд долларов США в год) реализуемой продукции [1]. При этом наиболее широко распространены эвольвентные зубчатые передачи и они, как правило, являются одним из основных источников шума и вибраций. Существует значительное число методов улучшения виброакустической активности зубчатых передач, одним из которых является введение в конструкцию виброизолирующих или демпфирующих элементов [2]– [4]. Вместе с тем, до настоящего времени отсутствуют рекомендации по выбору наиболее рациональных из них и в каждом конкретном случае применения этого подхода его эффективность различна, а иногда и прямо противоположна ожидаемой.

Постановка задачи. Основной задачей исследований была разработка методических подходов к выбору наиболее рациональных, с позиций обеспечения требуемых виброакустических характеристик, упругоподатливых и демпфирующих свойств соответствующих элементов конструкции.

Методы исследования

Вынужденные (зубцовые) колебания прямозубых зубчатых передач являются превалирующими в амплитудных спектрах шума и вибраций. При этом необходимо отметить следующее:

- вынужденные колебания зубчатых колес приводят к возрастанию динамической составляющей их нагруженности [5], [6] и являются основным источником генерируемых передач шумов и вибраций;
- регистрируемые как вибрации на корпусных деталях и подшипниковых опорах продольные колебания при распространении от зубчатого зацепления проходят через ступицы шестерен, валы и подшипниковые опоры, где частично поглощаются;
- шум, излучаемый зубчатым зацеплением и диском ступицы, проходит через корпусные детали, частично отражаясь от них и поглощаясь ими, при этом на шум существенное влияние оказывает толщина смазочной пленки в зубчатом зацеплении, на которую, в свою очередь, существенное влияние оказывают крутильные колебания;

- инерционно-жесткостные и демпфирующие свойства механической системы в направлениях продольных и крутильных колебаний существенно различаются, вследствие чего влияние на шум и вибрации технических мероприятий, направленных на улучшение виброакустических характеристик зубчатых передач путем введения в конструкцию упругоподатливых и демпфирующих элементов, может быть различно.

Анализ результатов ранее проведенных исследований [7] и их дальнейшего развития [5], [6], [8], [9] показал, с одной стороны, ограниченные возможности создания многомассовых моделей вынужденных колебаний зубчатых колес вследствие необходимости введения в них значительного числа допущений, с другой стороны, – выявил возможность и целесообразность использования одномассовых моделей при сравнительных исследованиях влияния инерционно-жесткостных характеристик и демпфирования на параметры вынужденных колебаний, возникающих вследствие периодических изменений жесткости по фазе зацепления. Поскольку такие модели для поперечных и крутильных колебаний практически идентичны, рассмотрим одномассовую модель поперечных колебаний.

В этой модели (рис. 1) принимается допущение, что приведенная масса зубчатых колес m установлена на упругие опоры, имеющие жесткость C_0 и коэффициент демпфирования колебаний k_0 . При этом уравнение равновесия сил, действующих на приведенную массу зубчатого колеса вдоль линии зацепления, для данной схемы может быть представлено в виде

$$m\ddot{x} + k_{0P} \cdot \dot{x} + C_{0P}x = \beta \cdot C_3 \cdot \sin(\omega \cdot z \cdot t). \quad (1)$$

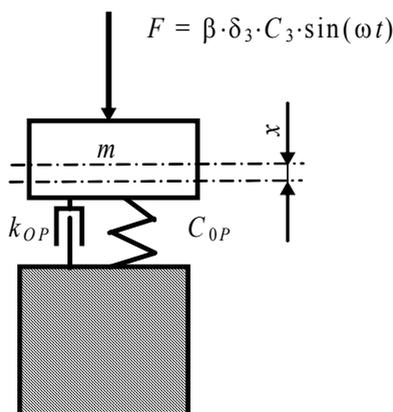


Рис. 1. Схема колебаний приведенной массы при воздействии силы, возбуждающей вынужденные колебания

В зависимости (1) приведенная к зубчатому зацеплению суммарная жесткость C_{0P} , учитывающая жесткости валов и подшипниковых опор C_0 , на которых установлена зубчатая передача.

С учетом того, что k_{0P} через логарифмический декремент затухания колебаний u_d может быть представлен как $k_{0P} = u_d \cdot \omega_{0P} \cdot m$ [4], а $\omega_{0P} = C_{0P} / m$ и $\omega_{RR} = C_3 / m$, то дифференциальное уравнение, описывающее продольные колебания приведенной к зацеплению массы зубчатой передачи, примет вид:

$$\ddot{x} + \omega_{0P} \cdot u_d \cdot \dot{x} + \omega_{0P}^2 x = \beta \cdot \omega_{RR}^2 \cdot \delta_3 \sin(\omega \cdot z \cdot t). \quad (2)$$

Его решение, приведенное к безразмерному виду, для начальных условий, при которых в момент времени $t = 0$ смещение и скорость колебаний равны нулю, может быть представлено следующим образом:

$$\frac{x}{\beta \cdot \delta} = \frac{C_3}{C_{0P}} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 \cdot z^2}{\omega_0^2}\right)^2 + u_d^2 \frac{\omega^2 \cdot z^2}{\omega_0^2}}} \times$$

$$\times \left\{ \begin{aligned} & \sin(\omega \cdot z \cdot t + \varphi_1) - e^{-\frac{u_d \cdot \omega_0 \cdot t}{2}} \sin \varphi_1 \sqrt{1 + \frac{\left(\frac{u_d}{2} + \frac{z \cdot \omega}{\omega_0} \operatorname{ctg} \varphi_1\right)^2}{1 - \frac{u_d^2}{4}}} \times \\ & \times \sin\left(\omega_0 \sqrt{1 - \frac{u_d^2}{4}} t + \varphi_2\right) \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где $\varphi_1 = \operatorname{arctg}\left(u_d \frac{\omega \cdot z}{\omega_{0P}} \cdot \frac{1}{1 - \omega^2 / \omega_{0P}^2}\right)$, $\varphi_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{\sqrt{1 - \frac{u_d^2}{4}}}{\frac{u_d}{2} + \frac{\omega \cdot z}{\omega_{0P}} \operatorname{ctg} \varphi_1}\right)$.

Первый член выражения (3) в фигурных скобках описывает вынужденные колебания в установившемся режиме, второй – собственные колебания приведенной массы зубчатых колес в момент начала вращения или резкого изменения угловой скорости. Поскольку нас интересуют вынужденные установившиеся колебания и, в частности, амплитудные значения x_A смещений приведенной массы зубчатых колес и ускорения \ddot{x}_A ее колебаний, то они могут быть выделены из выражения (3) и приведены к более удобному, для последующих исследований, безразмерному виду:

$$\frac{x_A}{\beta \cdot \delta} = \frac{C_3}{C_{0P}} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 \cdot z^2}{\omega_{0P}^2}\right)^2 + u_d^2 \frac{\omega^2 \cdot z^2}{\omega_{0P}^2}}}; \quad \frac{\ddot{x}_A}{a} = \frac{x_A \cdot \omega^2}{\omega^2 \cdot r} = \frac{x_A}{r}. \quad (4)$$

При регистрации вибраций важна не деформация упругих опор, а амплитуда смещения и ускорения подшипниковых опор или корпуса, которые пропорциональны силе, действующей на них. Она может быть представлена в виде

$$F_L = C_{0P} \cdot x_A = \frac{\beta \cdot \delta \cdot C_3}{\sqrt{\left[1 - z^2 \left(\omega / \omega_{0P}\right)^2\right] + u_d^2 \cdot z^2 \left(\omega / \omega_{0P}\right)^2}}. \quad (5)$$

При сравнительной оценке влияния изменения жесткости, связанной с введением в конструкцию упругоподатливого элемента или демпфирования на параметры регистрируемых на подшипниковом узле или корпусе колебаний с зубцовой частотой, получим соотношение:

$$\frac{F_L}{F_{L0}} = \frac{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 \cdot z^2}{(\omega_{0P})_0^2}\right)^2 + u_{d0}^2 \frac{\omega^2 \cdot z^2}{(\omega_{0P})_0^2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2 \cdot z^2}{\omega_{0P}^2}\right)^2 + u_d^2 \frac{\omega^2 \cdot z^2}{\omega_{0P}^2}}} \quad (6)$$

За исходное примем значение жесткости упругих опор C_{0PR} , при которой на зубцовой частоте возникают резонансные колебания. При этом величина возбуждающей колебания динамической составляющей нагруженности будет изменяться в соответствии с изменением отношения жесткости C_{0P} к C_{0PR} в степени 0,5 [10].

Результаты эксперимента и их обсуждение

Результаты исследований влияния изменения жесткости на амплитуду периодической силы, действующей на зубцовой частоте на подшипниковый узел и корпус трансмиссии, показаны на рис. 2. В приведенных на рис. 2.21а графиках за исходное значение F_{L0} принята его величина, при которой жесткость C_{0P} вдвое ниже жесткости C_{0PC} , при которой до изменений жесткостных параметров системы возникает резонансные колебания. На оси абсцисс показано отношение C_{0PC}/C_{0P} , характеризующее рассматриваемый уровень повышения податливости опор.

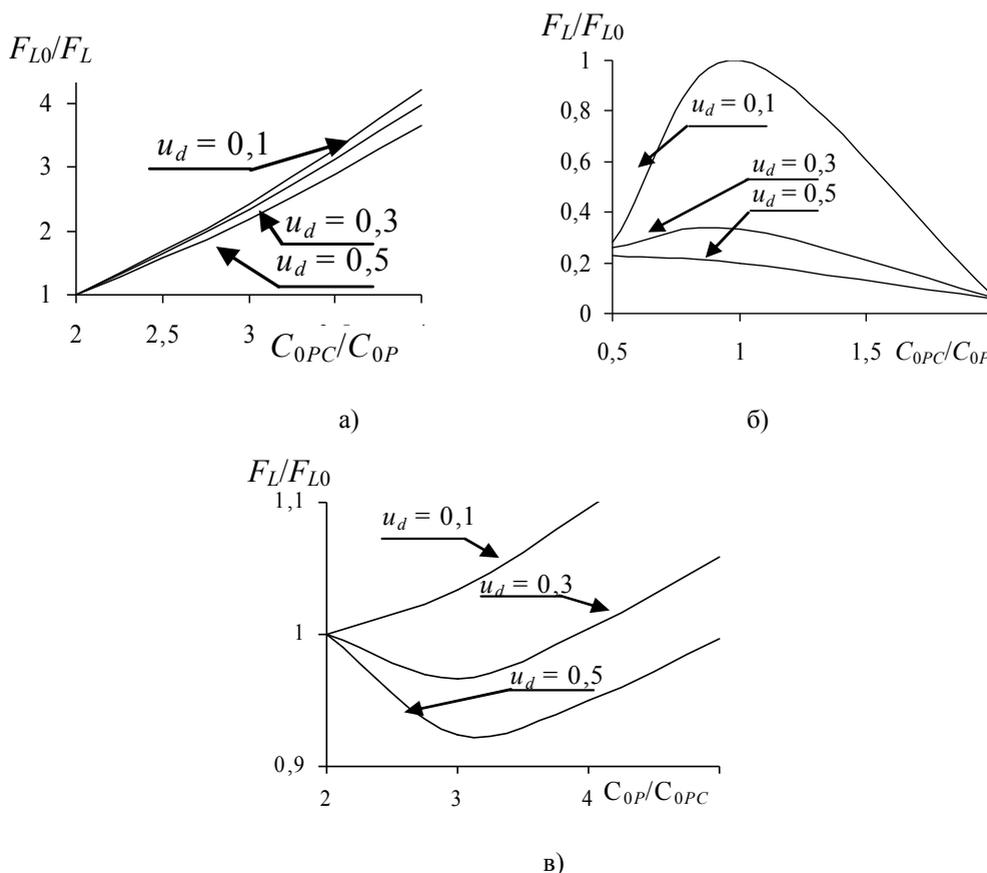


Рис. 2. Влияние изменения жесткости на амплитуду силы, действующей на подшипниковую опору и корпус трансмиссии при снижении жесткости в дорезонансной зоне колебаний (а) по отношению к жесткости, при которой

возникает резонанс, в резонансной зоне (δ) и при увеличении жесткости в зарезонансной зоне колебаний (ϵ)

Их анализ показывает следующее

В дорезонансной зоне вынужденных колебаний (рис. 2а) уменьшение жесткости зубчатого зацепления и упругих опор эффективно сказывается на снижении амплитуды периодической силы, воздействующей с зубцовой частотой на подшипниковые опоры. Влияние демпфирования существенно ниже и им можно пренебречь.

В резонансной зоне колебаний (рис. 2б) существенное влияние на амплитуду колебаний оказывают как жесткостные, так и демпфирующие характеристики опор, на которых размещены зубчатые колеса. При этом превалирующим фактором является демпфирование колебаний.

В зарезонансной зоне влияние жесткостных характеристик существенно повышается, демпфирующих – снижается (рис. 2в). При этом жесткостные параметры оказывают нелинейное влияние на амплитуду F_L : при выходе из резонансной зоны повышение жесткости приводит к ее снижению, а при дальнейшем увеличении – к возрастанию.

Таким образом, эффективность применения тех или иных типов технических решений зубчатых колес с улучшенными виброакустическими характеристиками, основанных на увеличении податливости зубчатого зацепления и упругих опор или повышении демпфирующих свойств механической системы существенно зависит от того, в какой зоне колебаний лежат наиболее проблемные, с позиций виброакустической активности, значения зубцовых частот – дорезонансной, резонансной или зарезонансной.

Поскольку инерционно-жесткостные параметры механической системы существенно различаются в окружном и радиальном направлениях. Таким образом, для прямозубых зубчатых передач существует двухкоординатная система и она имеет несколько резонансных зон, лежащих в различных диапазонах частот и оказывающих различное влияние на амплитуду вибраций и шума на вынужденных частотах колебаний. Это может оказывать существенное и неоднозначное влияние на характер изменений амплитуды вынужденных колебаний зубчатой передачи при увеличении или уменьшении жесткостных параметров механической системы.

Заключение

Выбор жесткостных и демпфирующих параметров дополнительных элементов, вводимых в конструкцию зубчатой передачи с целью улучшения виброакустических характеристик трансмиссии, должны осуществляться с учетом собственных частот продольных и крутильных колебаний, соотношения их значений с частотой зубцовых колебаний и характера варьирования эксплуатационных скоростных режимов.

Обозначения: β – отношение силы, возбуждающей вынужденные колебания в зубчатом зацеплении к статической силе, действующей на зубья вдоль линии зацепления; F_L – амплитуда силы, действующей на подшипниковые узлы со стороны зубчатой передачи, Н; C_3 – жесткость зубчатого зацепления, Н/м; C_{0P} – жесткость упругих опор, на которые установлена зубчатая передпача, Н/м; m – приведенная масса зубчатой передачи, кг; k_{0P} – коэффициент демпфирования

колебаний, $H \cdot c/m$; u_d – логарифмический декремент затухания колебаний; ω_{OP} , ω_{RR} – круговая частота собственных колебаний приведенной массы соответственно зубчатой передачи на упругих опорах и зубчатого зацепления, рад/с; ω – угловая скорость вращения зубчатого колеса, рад/с; z – число зубьев зубчатого колеса.

Литература

1. Гольфарб, В.И. Тенденции развития рынка производства и потребления зубчатых передач /В.И. Гольфарб, В.И. Некрасов, Л.А. Ширманова //Теория и практика зубчатых передач: сб. докл. науч.-техн. конф. с междунар. участием. – Ижевск, 2004. – С. 5–11.
2. Берестнев, О.В. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса /О.В. Берестнев. – Мн.: Наука и техника, 1983.
3. Берестнев, О.В. Аналитические методы механики в динамике приводов /О.В. Берестнев, А.М. Гоман, Н.Н. Ишин. – Мн.: Навука і тэхніка, 1992. – 238 с.
4. Берестнев, О.В. Зубчатые колеса пониженной виброактивности /О.В. Берестнев, В.Л. Басинюк, В.Б. Чемисов. – Новополоцк: Изд. ПГУ, 1997. – 122 с.
5. Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением /Я.В. Басинюк [и др.] //Вестн. Брестского гос. техн. ун-та. Машиностроение. Автоматизация. ЭВМ. – 2001. – № 4 (10). – С. 48–53.
6. Вынужденные колебания прямозубых цилиндрических зубчатых колес /В.Л. Басинюк [и др.] //Вестн. БГТУ. Машиностроение. – 2004. – № 4 (28). – С. 2–6.
7. Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами /Э.Л. Айрапетов [и др.] //Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. – М.: Наука, 1976. – С. 111–125.
8. Айрапетов, Э.Л. Возбуждение колебаний в прямозубых передачах. Ч. 1. Теоретические исследования /Э.Л. Айрапетов, Р.Л. Иофе, О.И. Косарев //Передачи и трансмиссии = Gearings and transmissons. – 1994. – № 1. – С. 5–14.
9. Айрапетов, Э.Л. Возбуждение колебаний в прямозубых передачах. Ч. 2. Экспериментальные исследования /Э.Л. Айрапетов, Р.Л. Иофе, О.И. Косарев. //Передачи и трансмиссии = Gearings and transmissons. – 1994. – № 2. – С. 4–11.
10. Петрусевич, А.И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами /А.И. Петрусевич, М.Д. Генкин, В.К. Гринкевич. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 134 с.

Получено 08.09.2005 г.