

Н.Л.УТУТОВ, д-р техн. наук, ВНУ им. В.Даля
А.П.КАРПОВ, канд. техн. наук, ВНУ им. В.Даля

ОБ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ФУНКЦИИ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НЕКРУГЛЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ ДЛЯ БОРЬБЫ С РЕЗОНАНСНЫМИ КОЛЕБАНИЯМИ В РЕДУКТОРЕ

Отримано розрахункові залежності для визначення оптимальних значень постійних коефіцієнтів передавальної функції зрівнювальних передач некруглими зубчастими колесами в боротьбі з резонансними коливаннями в редукторі.

Design dependences for determining optimal values of constant coefficients of equating transmissions transfer function by nonround cogwheels for resonance oscillations abatement in reduction gearbox are obtained.

Зубчатые передачи с точки зрения теории колебаний представляют собой систему с распределенными параметрами и имеют большое количество собственных частот колебаний. Это приводит к тому, что практически на всех режимах работа зубчатого зацепления сопровождается возникновением колебаний на резонансных частотах [1].

Конструктивных решений в борьбе с вибрациями и шумом известно достаточно много. Более широким спектром гашения колебаний в зубчатом редукторе является такая его конструкция, в которой кроме постоянных собственных колебаний в редукторе имеется хотя бы одна зубчатая передача, создающая дополнительные низкочастотные колебания по определенному закону за один полный оборот ведущего колеса этой передачи [2].

В работе [3] рассмотрены вопросы синтеза и проектирования зубчатых передач некруглыми колесами для борьбы с резонансными колебаниями зубчатых передач. При этом противорезонансная передача является одной из ступеней редуктора. Передаточная функция этой передачи изменяется по определенному, например, кососимметричному закону:

$$i_{\varphi_1} = \frac{r \sqrt{1 + \cos \varphi_1} + B \sin \varphi_1}{u \cdot r \sqrt{1 + \cos \varphi_1} - B \sin \varphi_1}, \quad (1)$$

где r – средний радиус центроиды ведущего колеса, j_1 – количество максимальных значений радиуса центроиды ведущего некруглого колеса, φ_1 – угол поворота ведущего некруглого колеса, B – коэффициент, постоянная величина для данной зубчатой передачи, выбирается в зависимости от коэффициента неравномерности движения механизма [4], u – передаточное число уравнивающей передачи некруглыми колесами.

Средний радиус центроиды можно определить по зависимости

$$r = \frac{a_w}{u+1}, \quad (2)$$

где a_w – межосевое расстояние уравнильной передачи некруглыми колесами, определяется по известной методике для передач круглыми зубчатыми колесами.

Коэффициент [3] предварительно определяется

$$B = \frac{u \cdot r \sqrt{3}}{\delta} \left(\sqrt{u^2 + 2u + \delta^2 + 1} - u - 1 \right), \quad (3)$$

где δ – коэффициент неравномерности движения механизма [4].

В результате применения в редукторе одной передачи некруглыми колесами ведомый вал редуктора будет иметь переменную угловую скорость, что в ряде случаев нежелательно. Для получения постоянной угловой скорости выходного вала редуктора необходимо устанавливать в нем две передачи некруглыми зубчатыми колесами. При этом передаточная функция второй уравнильной зубчатой передачи должна быть взаимосвязана с передаточной функцией первой уравнильной передачи зависимостью

$$i_2 \varphi_2 = \frac{1}{u_p \cdot i_1 \varphi_1}, \quad (4)$$

где u_p – передаточное число двух передач в целом, φ_2 – угол поворота ведомого некруглого колеса первой ступени уравнильной передачи, он же угол поворота ведущего некруглого колеса второй ступени редуктора

$$\begin{aligned} \varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} i \varphi_1 d\varphi_1 = \int_0^{\varphi_1} \frac{r \sqrt{1 + \cos \varphi_1} + B \sin \varphi_1}{u \cdot r \sqrt{1 + \cos \varphi_1} - B \sin \varphi_1} d\varphi_1 = \frac{B \cdot r \cdot \sqrt{1 + u}}{j_1 \sqrt{3u^2 r^2 - B^2}} \times \\ \times \left\{ \frac{\varphi_1 j_1 \sqrt{3u^2 r^2 - B^2}}{B \cdot r \cdot \sqrt{1 + u}} + \ln \left(\frac{3 \cdot u \cdot r \cdot \sqrt{1 + \cos \varphi_1} + \operatorname{tg}^2 \varphi_1 \cdot 0,5 j_1 \varphi_1}{3 \cdot u \cdot r + u \cdot r \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi_1 - 2B \cdot \operatorname{tg} \varphi_1} \right) + \right. \\ \left. + \frac{4B}{\sqrt{3u^2 r^2 - B^2}} \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{r \cdot u \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot 0,5 j_1 \varphi_1 - B}{\sqrt{3u^2 r^2 - B^2}} \right) + \operatorname{arctg} \left(\frac{B}{\sqrt{3u^2 r^2 - B^2}} \right) \right] \right\}. \quad (5) \end{aligned}$$

Из курса деталей машин [5] известно, что основным генератором колебаний в редукторе (приводе) является быстроходная его ступень. Поэтому будем рассматривать колебания, возникающие в первой ступени уравнильной передачи из некруглых зубчатых колес (1).

Частоту собственных изгибных колебаний ведущего вала запишем [5]

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{y_{cm}}}, \quad (6)$$

где g – ускорение свободного падения, y_{cm} – статический прогиб вала от действия силы тяжести колеса.

Угловая частота вынужденных изгибных колебаний ведущего вала передачи некруглыми колесами

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{48gEI a_w i_1 \phi_1}{T_1 l^3 [1 + i_1 \phi_1 \sqrt{tg^2 \alpha + tg^2 \beta}]}} \quad (7)$$

где E – модуль упругости материала вала, I – момент инерции сечения вала в месте посадки колеса, T_1 – момент крутящий на валу ведущего некруглого колеса, l – расстояние между опорами вала ведущего некруглого колеса, α – угол зацепления, β – угол наклона зубьев.

Суммарная частота изгибных колебаний ведущего вала передачи некруглыми зубчатыми колесами

$$\omega_\Sigma = \sqrt{\frac{48 \cdot E \cdot I \cdot g \cdot m \cdot a_w \cdot i_1 \phi_1 \cdot \omega_c^2 - \omega_3^2}{l^3 \left\{ \omega_c^2 l \cdot a_w m \cdot i_1 \phi_1 + T_1 [1 + i_1 \phi_1 \sqrt{tg^2 \alpha + tg^2 \beta}] \right\}}} \quad (8)$$

где m – масса системы ведущего вала в сборе, e – эксцентриситет масс ведущего вала.

Решая совместно уравнения (6), (7) и (8) относительно $i_1(\phi_1)$, получаем

$$i_1 \phi_1 = \frac{\omega_\Sigma^2 l^3 T_1 \sqrt{tg^2 \alpha + tg^2 \beta}}{48gEI \cdot m \cdot a_w \omega_c^2 - \omega_3^2 - l^3 \omega_\Sigma^2 (m \cdot a_w e \omega_c^2 + T_1 \sqrt{tg^2 \alpha + tg^2 \beta})} \quad (9)$$

Уравнение (9) описывает функцию передаточного отношения передачи некруглыми зубчатыми колесами в зависимости от ряда параметров геометрических и кинематических показателей системы ведущего вала, установленного на двух опорах с ведущим колесом посередине.

Подставив в левую часть уравнения (9) заданную функцию передаточного отношения, можно определить величину коэффициентов, входящих в эту функцию. Например, для функции (1) имеем

$$\begin{aligned} & \frac{r [1 + \cos \varphi_1] + B \sin \varphi_1}{u_1 r [1 + \cos \varphi_1] - B \sin \varphi_1} \\ & = \frac{\omega_\Sigma^2 l^3 T_1 \sqrt{tg^2 \alpha + tg^2 \beta}}{48gEI \cdot m \cdot a_w \omega_c^2 - \omega_3^2 - l^3 \omega_\Sigma^2 (m \cdot a_w e \omega_c^2 + T_1 \sqrt{tg^2 \alpha + tg^2 \beta})} \quad (10) \end{aligned}$$

Отсюда (10) определяем уточненный коэффициент

$$B = \frac{r [1 + \cos \varphi_1]}{\sin \varphi_1} \left[\frac{u_1 \omega_\Sigma^2 l^3 T_1 \sqrt{tg^2 \alpha + tg^2 \beta}}{l^3 \omega_\Sigma^2 e \omega_c^2 - 48gEI \omega_c^2 - \omega_3^2} \right] \quad (11)$$

Положив в уравнениях (9) и (10) значение

$$i_1 \phi_1 = \frac{1}{u_1}, \quad (12)$$

получим значения частот ω_z вынужденных изгибных колебаний вала и суммарной частоты изгибных колебаний ведущего вала передачи круглыми зубчатыми колесами, что соответствует передаче со средними радиусами центроид некруглых колес. При этом необходимо положить $j_1 = 1$.

Задавая значения частот ω_Σ и ω_c , несложно определить значение передаточного отношения уравнивающей передачи некруглыми колесами, а затем по формуле (11) определить величину коэффициента B кососимметричной передаточной функции (1) противорезонансной передачи.

Таким образом, получена расчетная зависимость для определения оптимальной величины коэффициента кососимметричной передаточной функции, а также оптимальной передаточной функции уравнивающих зубчатых передач некруглыми колесами с учетом собственных и вынужденных частот колебаний ведущей ступени для борьбы с резонансными колебаниями в редукторе.

Список литературы: 1. Юдин Е.Я., Борисов Л.А., Горенштейн И.В. и др. Борьба с шумом на производстве. Справочник. // Под ред. Е.Я. Юдина. – М.: Машиностроение, 1985. – 400с. 2. А.с. СССР 815352, МКл. F16 H1/02. Зубчатая передача // Н.Л. Утутов. – Оpubл. в Б.И., №11, 1981. 3. Карпов А.П. Совершенствование круговинтовых зубчатых передач синтезом зацепления с асимметричной функцией передаточного отношения. Канд. дис. – Луганск, СНУ им. В.Даля, 2006. 4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 639с. 5. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1976. – 399с.

Поступила в редакцию 07.05.07