

ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ТУРБОВИНТОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ РЕДУКТОРОМ

Осиалла В.Б.

Самарский университет, г. Самара, ossiala.v@ssau.ru

Ключевые слова: дифференциальный редуктор, турбовинтовой двигатель, суммарная жесткость, колебания.

В работах [1] и [2] по параметрической динамике в упругих системах с одно-двухпарным зацеплениями, опираясь на многочисленные опыты с дифференциальными редукторами турбовинтового двигателя, было показано, что в изделиях с зубчатыми колесами одно- и двухпарным зацеплениями возникает вибрация, резонансы и параметрическая неустойчивость упругих элементов всего изделия [3].

На рис. 1 показана упрощенная упругая модель ротора турбовинтового двигателя с параметрическим возбуждением от шестерен дифференциального редуктора для исследования крутильных колебаний ротора изделия. Упрощения по сравнению с реально существовавшим двигателем сделаны для облегчения проведения расчетов и за неимением точных расчетных данных по конструкции отдельных элементов изделия.

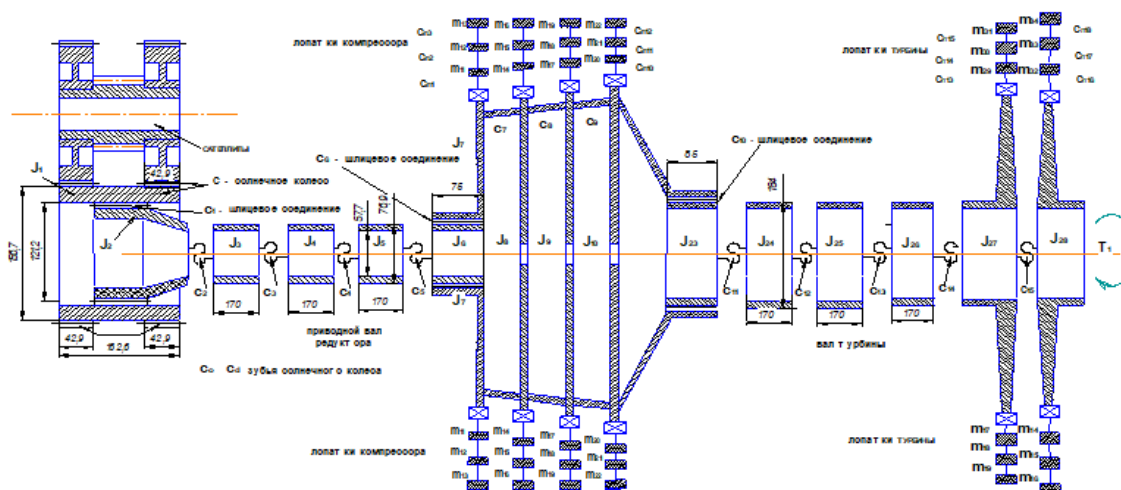


Рисунок 1 – Динамическая модель ротора двигателя с дифференциальным редуктором

По опытным данным и при исследованиях нами методом конечных элементов для одной пары сопряженных зубьев можно принять, что эта зависимость близка к квадратичной параболе или к синусоиде – максимальное значение жесткости пары контактирующих зубьев в районе полюса зацепления – C_0 , а минимальная – в начале зацепления – C_K . Аналитическая зависимость параболического типа для жесткости пары зубьев, которая входит в зацепление в зависимости от положения места контакта зубьев по линии зацепления

$$C_1 = C_K + 4 \cdot (C_0 - C_K) \cdot \left\{ \frac{x}{\varepsilon \cdot p} \right\} \cdot \left[1 - \left\{ \frac{x}{\varepsilon \cdot p} \right\} \right].$$

Здесь ε – коэффициент перекрытия; p – основной шаг зацепления; x – координата, определяемая по зависимости $x = \omega \cdot r_o$, где ω – угловая скорость ведущего колеса (в том числе и с учетом вибрации); r_o – радиус основной окружности ведущего колеса.

Эта зависимость справедлива для случая, когда жесткости сопряженных зубьев одинаковые на входе и на выходе их зацепления, для всей области зацепления одной пары зубьев. При входе зубьев шестерни в зону двухпарного зацепления сохраняется еще жесткость предыдущей пары зубьев, которая определяется по такой же зависимости, но только смещенной на один основной шаг p по линии зацепления

$$C_2 = C_K + 4 \cdot (C_O - C_K) \cdot \left\{ (p+x)/(\varepsilon \cdot p) \right\} \cdot \left[1 - \left\{ (p+x)/(\varepsilon \cdot p) \right\} \right].$$

Таким образом, в области двухпарного зацепления при $(\varepsilon - 1) \cdot p$ действует суммарная жесткость двух пар зубьев и $C = C_1 + C_2$. При аппроксимации жесткости зубьев зависимостью синусоидального характера для случая одно- и двух парного зацепления получим в области однопарного зацепления $C_1 = C_K + (C_O - C_K) \cdot \sin(\pi/(\varepsilon \cdot p) \cdot x)$. В области двухпарного зацепления еще добавится смещенная по ходу зацепления жесткость предыдущей пары зубьев $C_2 = C_K + (C_O - C_K) \cdot \sin(\pi/(\varepsilon \cdot p) \cdot (p+x))$ и суммарная жесткость будет $C = C_1 + C_2$. Графически, эти зависимости для варианта одно- и двухпарного зацепления зубьев показаны на рис. 2.

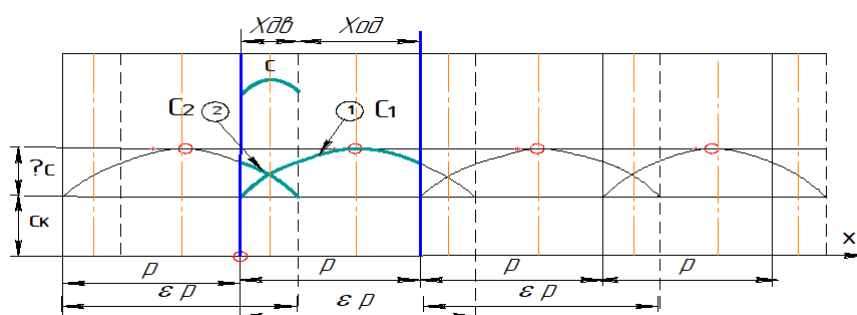


Рисунок 2 – Изменение жесткостей зубьев в процессе зацепления

Из графиков видны большие по величине и мгновенные по времени перепады жесткостей в зацеплении зубьев шестерен, которые возбуждают параметрические колебания в упругой системе двигателя. Действующие усилия и крутящие моменты в упругой системе в областях много парного зацепления зубьев будут изменяться по таким же закономерностям, как и удельные жесткости зубьев, в зацеплении как это выглядит на графике рис. 2.

В дальнейшем планируются исследования методом конечных элементов для сравнения с опытными данными динамики упругой системы.

Список литературы

1. Курушин М.И. Экспериментальные исследования причин возбуждения колебаний элементов турбовинтового двигателя с дифференциальным редуктором / М.И. Курушин, В.Б. Балякин, А.М. Курушин // Известия СНЦ РАН. 2014. Т.16, № 4, С. 152-158.
2. Balyakin, V. Mathematical Modeling of the Two Mass Gear System with Consideration of Shaft Compliances / M. Kurushin, V. Balyakin // Applied Mechanics and Materials, Vol. 770 (2015), PP. 343-348.
3. Курушин М.И. Параметрическая неустойчивость динамики зубчатых колёс / М.И. Курушин, В.Б. Балякин, С.А. Курушин // Вестник СГАУ. Самара, 2014. Вып. 5, Ч. 1. С. 106-111.

Сведения об авторе

Оссиала Венсеслас Бель Амур, ассистент кафедры ОКМ Самарского университета. Область научных интересов: динамика и прочность зубчатых передач.

INVESTIGATION OF TORSIONAL VIBRATIONS OF THE ROTOR OF A TURBOPROP ENGINE WITH A DIFFERENTIAL GEARBOX

Ossiala V.B.

Samara University, Samara, ossiala.v@ssau.ru

Keywords: differential gearbox, turbojet engine, total stiffness, vibrations

The paper considers the dynamics of a turboprop engine with a differential gearbox. Only proper torsional oscillations are investigated.