

ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ (ПЗР)

Олексюк А.А.

Научный руководитель – проф. каф. «Теоретическая механика и машиноведения»,

док. техн. наук

Гутыря С.С.

Цель работы – изучение источников повышенной виброактивности ПЗР.

Объект – процессы механических и акустических колебаний в ПЗР.

Предмет – функциональные и параметрические факторы, влияющие на виброактивность ПЗР.

В работе рассмотрена конструкция серийного редуктора ВР – 3Ф в составе трансмиссии вертолета Ка – 25 (рис. 1 и 2).



Рис. 1. Вертолет Ка – 25 с редуктором ВР-3Ф главного привода винтов

Передаточное отношение привода от газотурбинных двигателей (ГТД) на винт В

$$i_{1,10} = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{5,6} \cdot i_{7,8} \cdot i_{9,10} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{z_{10}}z_9 = -3,4 \cdot 1,8 \cdot 2,3 \cdot 0,94 \cdot 6 = -80.$$

Передаточное отношение на винт А

$$\frac{(i_{11,1a} - 1) \cdot i_{11,1a}}{i_{11,1a} - i_{11,1a}}$$

где

- передаточное отношение

замкнутой дифференциальной передачи.

При этом винты А и В вращаются в противоположных направлениях, что обеспечивает стабилизацию полета машины.

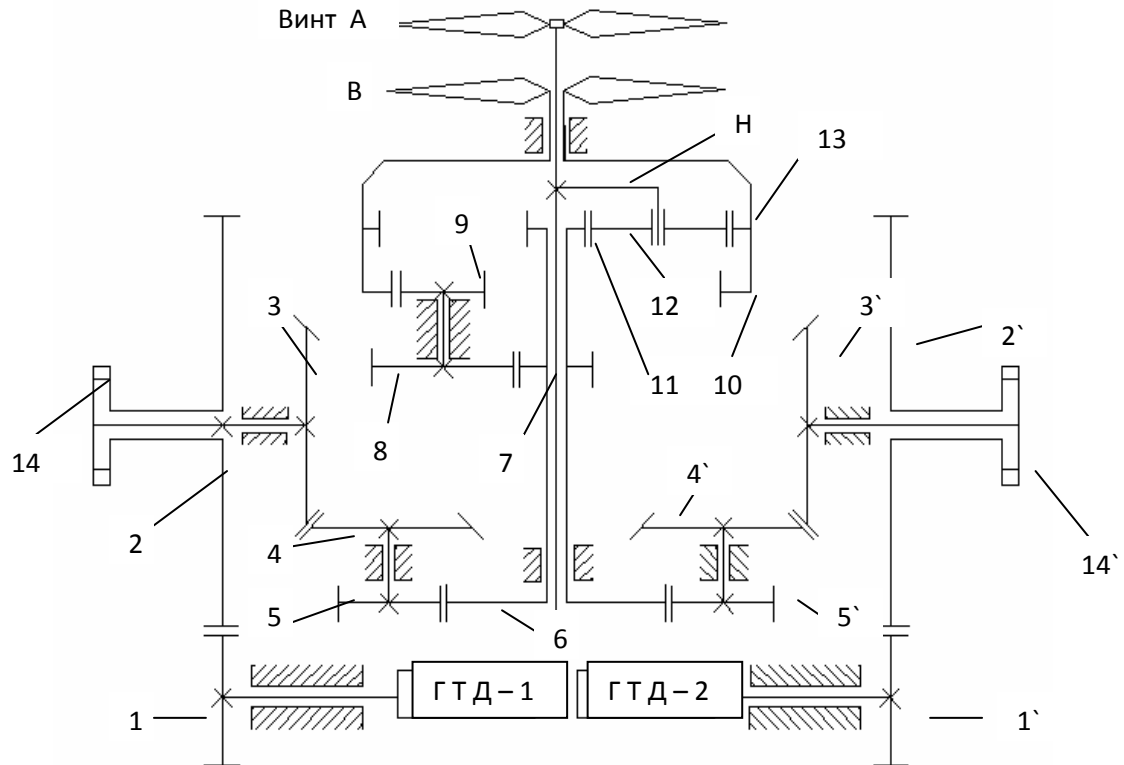


Рис. 2 . Кинематическая схема редуктора ВР – 3Ф:

1 – ведущая шестерня первой ступени, 2 – ведомая шестерня первой ступени, 3 – малая коническая шестерня второй ступени, 4 – большая коническая шестерня второй ступени, 5 – ведущая шестерня третьей ступени, 6 – ведомая шестерня третьей ступени, 7 – ведущая шестерня перебора, 8 – большая шестерня перебора привода, 9 – малая шестерня перебора, 10 – венцовая шестерня перебора, 11 – ведущая шестерня дифференциального редуктора, 12 – сателлит, 13 – венцовая шестерня дифференциального редуктора, 14 – муфта обгона, Н – водило.

При неисправности одного из двигателей, например при остановке ГТД – 1, благодаря муфте обгона 14 зубчатые колеса 1, 2, 3, 4 и 5 передают вращение на винты. При этом передаваемая мощность уменьшается, но машина может продолжать устойчивый полет с меньшей скоростью.

Вибрации, являясь процессом, протекающим во времени, характеризуются определенными параметрами. Для наиболее простых гармонических вибраций такими параметрами являются:

мгновенная амплитуда смещения

$$A = A_0 \sin \omega t$$

где A_0 — максимальная амплитуда колебания; ω — угловая частота, связанная с

частотой f соотношением $f = \frac{\omega}{2\pi}$ и с периодом $T = \frac{2\pi}{\omega}$; t — время;

амплитуда скорости

$$A_v = \frac{dA}{dt} = A_0 \omega \cos \omega t = A_0 \sin \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right).$$

амплитуда ускорения

$$A_d = \frac{dA_v}{dt} = -A_0 \omega^2 \sin \omega t = A_0 \omega^2 \sin \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right).$$

Для измерения случайных процессов используются параметры:

среднеквадратическое отклонение

$$m_X = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T X(t) dt,$$

где X — амплитуда процесса;

автокорреляционная функция

$$R_X(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T X(t) X(t + \tau) dt,$$

где m — интервал времени;

спектральная плотность мощности сигнала

$$G(\omega) = 4 \int_0^{\infty} k(\tau) \cos \omega \tau d\tau.$$

Вибрационный процесс, возбуждаемый в редукторе, можно представить в виде суммы узкополосных компонент, связанных определенными соотношениями с частотами вращения элементов кинематической цепи и широкополосной шумовой составляющей.

Вибрации авиационного редуктора значительной интенсивности имеют механическое происхождение и проявляются в широком диапазоне частот. Источниками этих вибраций являются вращающиеся элементы кинематической цепи редуктора. Спектр вибраций содержит большое число дискретных составляющих и в значительной мере определяется спектром погрешностей вращения элементов кинематической цепи.

Рассмотрим типичный спектр вибраций вертолетного редуктора (рис. 3.). В спектре редуктора выделяются роторные вибрации с частотой f_n и вибрации, возбуждаемые подшипниками и зубчатыми колесами с частотой $f_z = mz$ ($m=1, 2, 3, \dots$; Z – число зубьев).

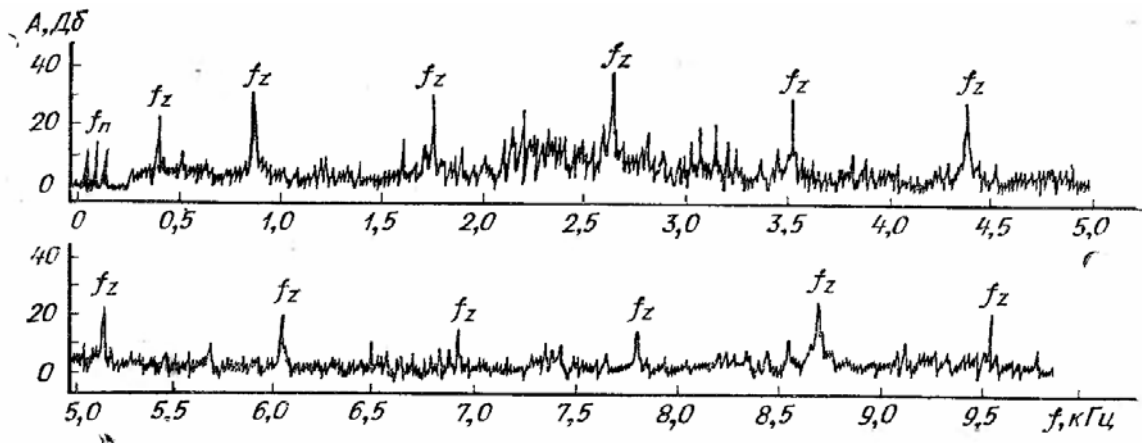


Рис. 3. Спектр вибраций вертолетного редуктора

Роторные вибрации – результат дисбалансов вращающихся валов, подшипников и колес. Причина – неоднородность материала, ошибки геометрии, погрешности монтажа, неравномерный износ деталей и т.д. Вибрации от подшипников возникают вследствие трения тел качения и ударов при прохождении зоны нагружения. Вибрации от зубчатых передач являются следствием импульсного (результат соударения зубьев при входе и выходе из зацепления) параметрического и кинематического возбуждения.

Выводы

1. Для оценки состояния планетарных зубчатых редукторов различного назначения наиболее эффективным является метод вибрационной диагностики, обеспечивающий оперативный контроль с высокой достоверностью диагноза. Задача решается на основании установленного экспериментального спектра вибраций корпуса и измерения погрешностей вращения элементов кинематической цепи редуктора, наиболее полно отражающих их состояние.
2. Для проведения диагностики ПЗР предложено использовать пьезоэлектрические вибродатчики в составе измерительного комплекса Дельфин-1М (рис. 4) украинского производства и цифровой метод анализа сигнала в реальном времени на основе преобразования Фурье.



Рис. 4. Общий вид виброизмерительного комплекса Дельфин – 1М

Список литературы

1. Асташев В.К. Вибрации в технике / В.К. Асташев, В.И. Бабицкий. М.: 1981. — 456 с.
2. Вулгаков Э.Б. Авиационные зубчатые передачи и редукторы / Э.Б. Вулгаков. М.: Машиностроение, 1981. — 370 с.
3. Глущенко В.А. Вертолетный редуктор ВР-3Ф. Техническое описание / В.А. Глущенко. Омск. – 1969. — 48 с.
4. Апархов В.И. О методах рационального проектирования крупногабаритных планетарных передач по критериям прочности и виброактивности / В.И. Апархов, И.А. Бедный. Ижевск: 2006. С. 12 – 19.