

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ВОЗНИКНОВЕНИЯ ВИБРАЦИЙ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЕЦЕССИОННЫХ РЕДУКТОРОВ (КЦПР)

*Могилевский государственный технический университет
Минск, Беларусь*

Коническо-цилиндрические прецессионные редуктора (КЦПР) сравнительно новый вид механических передач /1/. К настоящему времени они нашли свое применение в приводах двигательного ПД-1, предназначенного для размыкания электрифицированных участков железной дороги, и успешно эксплуатируются на Оршанской, Минской и Брестской дистанциях электроснабжения Белорусской железной дороги в составе ПД-1. В процессе эксплуатационных испытаний в КЦПР были выявлены незначительные вибрации корпуса и выходного вала. Хотя к данным приводам не предъявлялись повышенные требования к долговечности и вибрационным показателям, однако для расширения области применения КЦПР необходимо выяснить и устранить причины вибраций.

Теоретическими исследованиями установлено, что основными причинами вибраций являются:

- 1) погрешности изготовления и расположения относительно точки прецессии зубчатых венцов сателлита прецессионной передачи;
- 2) статическая и динамическая неуравновешенность выходного вала КЦПР;
- 3) упругие перемещения входного вала, а также упругие перемещения в точках сопряжения звеньев.

Для оценки влияния указанных выше погрешностей на величину вибраций были произведены исследования на стенде, конструкция которого описана в работе /2 /.

С целью проведения указанных выше исследований были изготовлены два опытных образца прецессионных редуктора

Первый опытный образец прецессионного редуктора имел передаточное отношение $i=625$. Конструкция опытного образца планетарного прецессионного редуктора изображена на рис.1.

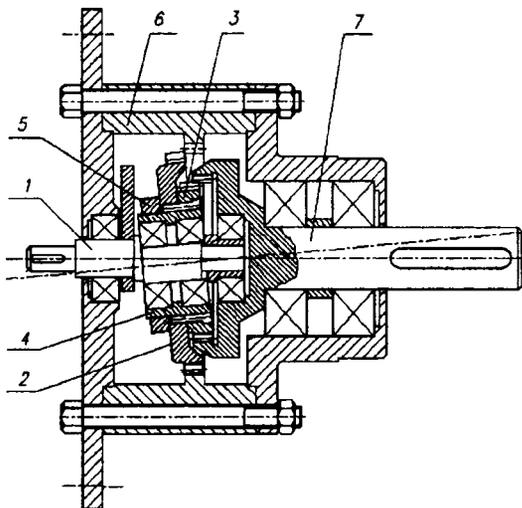


Рис.1. Конструкция опытного образца планетарного прецессионного редуктора ($i=625$)

В данном опытном образце прецессионного редуктора разница между числом зубьев как одного так и второго зубчатых венцов дисков 2 и 3 сателлита и числом зубь-

ев центрального неподвижного внутреннего венца корпуса 6 и внутреннего центрального зубчатого венца ведомого вала 7 редуктора равна единице.

Следует также отметить, что с целью выявления влияния погрешности изготовления зубчатых венцов дисков 2 и 3 сателлита на величину вибраций корпуса передачи было изготовлено два комплекта указанных дисков. Один комплект был изготовлен на зубофрезерном станке при помощи спецприспособления, позволяющего получить профиль зуба на конической поверхности. Другой комплект дисков был изготовлен на том же зубофрезерном станке без применения указанного выше приспособления. Другими словами, второй комплект представлял собой адаптацию обычного эвольвентного профиля к условиям работы прецессионной передачи. Следовательно, профиль зубьев второго комплекта содержал в себе заранее заданные погрешности не только изготовления, но и дополнительные погрешности, вызванные упрощением процесса механической обработки зубьев.

Второй опытный образец прецессионного редуктора с передаточным отношением $i=-629$.

Таким образом для эксперимента имелись два опытных образца прецессионного редуктора с разницей сопряженных пар чисел зубьев равной один и два. А также имелась возможность менять диски на сателлите. В одном случае, зубчатые венцы данных дисков изготовлены на зуборезном станке с помощью спецприспособления, обеспечивающего сопряженно точный профиль зуба. В другом случае профиль зуба брался чисто эвольвентным, что в зацепление прецессионной передачи вводило дополнительные погрешности.

На выходном валу редуктора создавалась ступенчатая нагрузка 50, 100, 150 и 200 Н*м. Величина амплитуды вибраций оценивалась с помощью индикатора, причем при каждом эксперименте бралось за оценку максимальная величина отклонений индикатора. К корпусу испытываемых опытных редукторов был закреплен рычаг, второй конец которого размещался в упругих элементах. К поверхности рычага была подведена головка индикатора, которая и измеряла величину вибраций корпуса.

Результаты проведения эксперимента показаны в виде графиков, изображенных на рис 2.

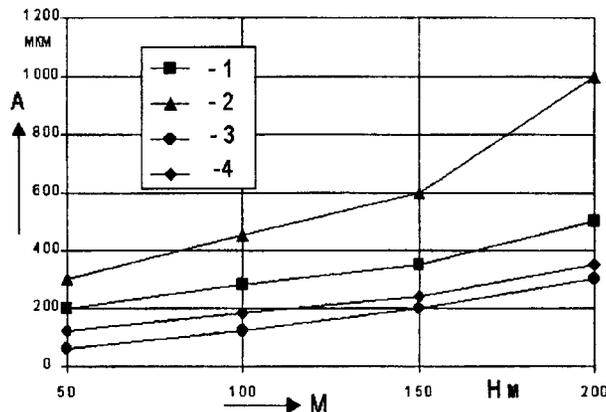


Рис.2. Зависимость максимального значения амплитуды A вибраций корпуса опытных образцов прецессионных редукторов от величины момента M на выходном валу данных образцов.

На рис.2. показаны кривые, отражающие значения величины амплитуды вибраций A от выходного момента M при исполнении опытных образцов прецессионного редуктора с различными конструктивными параметрами. Так на кривой 1 (рис.2) показан случай, когда разница между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса равна 1, зубья сателлита изготовлены на зубофрезерном станке с

помощью спецприспособления; на кривой 2 (рис.2.)- разница между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса равна 1, зубья сателлита изготовлены на зубофрезерном станке без применения спецприспособления; на кривой 3 - разница между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса равна 2, зубья сателлита изготовлены на зубофрезерном станке с помощью спецприспособления; на кривой 4 - разница между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса равна 2, зубья сателлита изготовлены на зубофрезерном станке без применения спецприспособления.

По результатам выше проведенных экспериментов были намечены пути устранения вибраций корпуса, а следовательно, и выходного вала опытных образцов прецессионного редуктора.

Наиболее эффективный путь устранения вибраций – это увеличение разности между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса. Однако при увеличении данной разницы уменьшается кинематическая отдача, т.е. снижается передаточное отношение. Для того, чтобы, не увеличивая разницы между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса обеспечить плавную, без вибраций работу прецессионной передачи, необходимо повышать точность изготовления контактирующих зубчатых профилей вплоть до введения финишных операций.

Кроме этого, важным условием минимизации вибраций корпуса и выходного вала опытных образцов прецессионного редуктора является отсутствие упругих деформаций контактирующих звеньев передачи. Особенно это касается диаметральных размеров входного вала. Немаловажное значение имеет также наличие зазоров в подшипниковых вращательных парах входной вал – сателлит, входной вал – корпусные детали, а также выходной вал передачи – корпусные детали. Наличие завышенных зазоров и упругих деформаций между указанными выше звеньями способствует также потери геометрии прецессионного зацепления и как следствие возникновению вибраций.

Учитывая выше указанные причины возникновения вибраций корпуса и выходного вала опытных образцов прецессионных редукторов, была разработана и изготовлена конструкции опытного образца прецессионного редуктора.

Отметим изменения в конструкции данного образца относительно опытных образцов прецессионных редукторов, описанных выше. Наиболее значительное изменение касается разницы между числом зубьев сателлита и числом зубьев неподвижного центрального колеса. Второе изменение – это увеличенные диаметральные размера входного вала 1. Примерно в 1,5 раза больше, чем у ранее описанных опытных образцов. Третье изменение – это изготовление посадочных размеров под подшипники по более высоким классам точности.

Результаты испытаний вышеописанного опытного образца прецессионного редуктора на стенде для оценки величины амплитуды вибраций корпусных деталей прецессионных редукторов отражают графики рис. 3.

На рис.3 показаны графики отражающие зависимость максимальной амплитуды A вибраций корпуса опытного образца прецессионного редуктора с передаточным отношением $u = 136$ от величины момента M на его выходном валу в случаях: 1 – опытный образец имел в конструкции на входном валу противовес; 2 – у опытного образца отсутствовал в конструкции противовес.

Анализируя графики рис.3. можно констатировать, что благодаря внесенным в конструкцию опытного образца прецессионного редуктора изменениям амплитуда вибраций корпуса опытного образца прецессионного редуктора была снижена более чем в 4 раза (кривая 1 рис.3). Для оценки влияния дисбаланса от вращающихся звеньев опытного образца прецессионного редуктора из его конструкции был изъят противовес.

Кривая 2 отражает увеличение примерно в 1,5-2 раза значений амплитуды вибраций корпуса в связи с отсутствием противовеса.

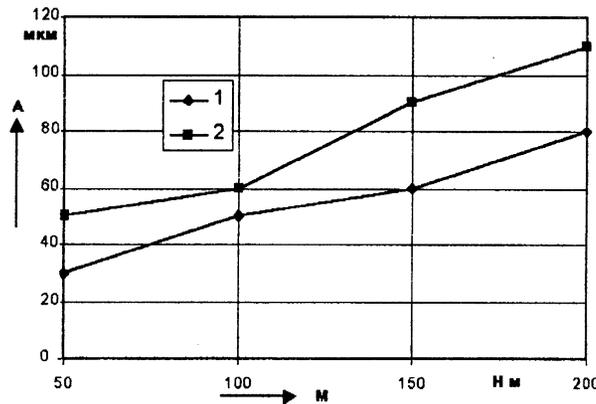


Рис.3. Зависимость максимального значения амплитуды A вибраций корпуса опытного образца прецессионного редуктора с передаточным отношением $i=136$ от величины момента M на его выходном валу.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования над опытными образцами прецессионного редуктора позволили установить причины вибраций корпуса и выходного вала передачи, и указать пути их устранения или минимизации.

На основе результатов экспериментов было изготовлено 4 мотор-редуктора, которые были изготовлены и испытаны на РУП «Электродвигатель», г. Могилев, для привода шнековых конвейеров, установленных на племзаводе «Ленино» на участке по производству комбикормов (г. Горки, Могилевская область).

Литература. 1. Планетарные прецессионные передачи (ППП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громько, А. А. Жолобов, А. А. Стаценко и др.; Под. общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Мн.: БГПА, 2000. – 252 с.: ил. 2. Громько П. Н. Некоторые технологические аспекты изготовления зубчатых венцов прецессионного колеса прецессионной роликовой передачи / Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1992. – 21 с.: ил. - Библиогр.: 2 назв. - Деп. в БелНИИНТИ 07.07.92, № 1024. 3. Громько П. Н. Способы минимизации механических потерь в зацеплении при создании новых видов механических передач // Трение и износ. – 1995. – Т. 16. - №3. – С. 568-573. 4. Патент 2029170 РФ, МКИ⁶ F16 H1/32. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громько (РФ). – № 5004739/28: Заявлено 01.07.91. Оpubл. 20.02.95. Бюл. № 5. – 4 с.: ил. 5. Громько П.Н. Экспериментальные исследования КПД редуцирующих механизмов на базе планетарной прецессионной передачи/ П.Н. Громько, В.М. Пашкевич, А.А. Стаценко / Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1999. – 18 с.: ил. – Библиогр.: 11 назв. Деп. в БелИСА 15.10.99., №Д1999100.