

## Выводы

1. Разработаны методика и программное обеспечение для выполнения расчетов по определению величины «бочкообразности» зубчатых колес для компенсации погрешностей монтажа и изготовления с целью недопущения кромочного контакта. Изготовление зубчатых колес с бочкообразной формой зуба позволяет обеспечить выполнение требования ГОСТ 1643-81 по обеспечению суммарного пятна контакта под нагрузкой при отсутствии кромочного контакта.

2. Применение зубчатых колес с продольной модификацией профилей зубьев позволяет обеспечить повышение долговечности и снижение шума зубчатых колес мобильных машин.

## Литература

1. Антонок, В.Е. Тенденции современного производства зубчатых колес / В.Е. Антонок // Инженерный журнал. Справ. Прил. № 12. – 2004. – С. 2 – 15

УДК 621.833

## ВОЗМОЖНОСТИ МОДИФИКАЦИИ ПРОФИЛЯ ЗУБА ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МОБИЛЬНЫХ МАШИН

В.Н. Русецкий

РУП «Минский автомобильный завод»;

В.Е. Антонок

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск

Для нормальной работы зубчатой передачи под нагрузкой по ГОСТ 1643-81 требуется обеспечить суммарное пятно контакта как часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором. При этом предполагается, что пятно контакта не выходит на торцовую кромку зуба, а располагается на середине боковой поверхности зуба (рис. 1).

Как правило, эти требования к обеспечению пятна контакта в собранной передаче при вращении под нагрузкой не выполняются.

В большинстве случаев в чертежах зубчатых колес отсутствуют требования к суммарно-

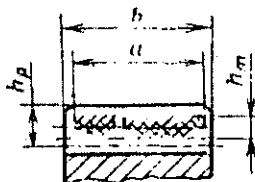


Рис. 1. Пятно контакта по ГОСТ 1643-81

му пятну контакта так, как это установлено ГОСТ 1643-81. Вместо суммарного пятна контакта предлагается контролировать мгновенное пятно контакта, которое определяется по ГОСТ 1643-81 как пятно контакта в собранной передаче при легком торможении. Но и при этом нарушается требование ГОСТ 1643-81, который требует, чтобы при замене контроля суммарного пятна контакта на контроль мгновенного пятна контакта в собранной передаче соблюдалось условие торможения, обеспечивающее непрерывный контакт зубьев. Допускается также контроль пятна контакта с измерительным зубчатым колесом, но при этом относительные размеры суммарного пятна контакта должны быть соответственно увеличены по сравнению с их табличными значениями по ГОСТ 1643-81.

В ГОСТ 1643-81 правильно сформулированы требования к контролю пятна контакта собранной передачи при вращении под нагрузкой. Если бы это требование выполнялось так, как этого требует ГОСТ 1643-81, то при работе зубчатой передачи под нагрузкой были бы невозможны выход пятна контакта на торцовую кромку зуба и возникновение очень нежелательного кромочного контакта (рис. 2).

Формулировка суммарного пятна контакта по ГОСТ 1643-81 требует учитывать жесткость и деформации корпуса, подшипников и других элементов, определяющих положение зубчатого колеса в собранной передаче под нагрузкой.

Замена контроля суммарного пятна под нагрузкой на контроль мгновенного пятна контакта без нагрузки практически исключает возможность учитывать и обеспечивать нормальную работу зубчатой передачи в случае возможного изменения положения зубчатых колес под нагрузкой.

В случае работы зубчатых колес в редукторах с жесткими массивными корпусами и с симметричными подшипниковыми опорами по отношению к зубчатому венцу можно не учитывать возможные изменения положения зубчатых колес при работе под нагрузкой.

Но в большинстве случаев зубчатые колеса располагаются на подшипниковых опорах с несимметричным положением относительно зубчатых венцов,

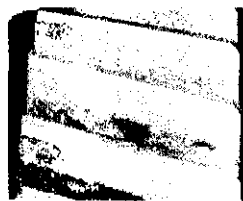


Рис. 2. Кромочный контакт

и сами подшипниковые опоры имеют различную жесткость, что в конечном итоге приводит к изменению положения зубчатых колес под нагрузкой и к возникновению кромочного контакта. В этом случае становится нецелесообразным обеспечение хорошего пятна контакта при контроле мгновенного пятна контакта без нагрузки.

Имеется также группа зубчатых колес, для которых конструктивно закладывается возможность изменения положения оси под нагрузкой, например, плавающие солнечные шестерни планетарных передач типа 2К-Н. В настоящее время складывается парадоксальное положение с обеспечением пятна контакта при работе зубчатых колес. С одной стороны намечается желание многих предприятий применить зубошлифование и закупаются современные зубошлифовальные станки, позволяющие с высокой точностью обеспечить такой показатель норм пятна контакта, как погрешность направления зуба. С другой стороны, чем точнее обеспечивается погрешность направления зуба, тем чувствительнее становится собранная передача к малейшим смещениям осей зубчатых колес под нагрузкой, что приводит и к кромочному контакту и повышенному шуму.

Для обеспечения требуемого положения пятна контакта в собранной передаче под нагрузкой широко применяется продольная модификация профиля зуба (рис. 3).

Современные зубофрезерные и зубошлифовальные станки с ЧПУ имеют возможности изготовления практически любой продольной модификации зуба. Проблема состоит в том, что в большинстве чертежей зубчатых колес отсутствуют эти требования к модификации профиля зуба, так как конструктор не имеет возможности расчетным путем определить требуемую величину модификации. На данном этапе возможно определение требуемой модификации экспериментальным путем, но для этого требуется наличие достаточно мощных станков и возможность изготовить экспериментальные зубчатые колеса с различной величиной модификации.

Для проверки возможности изготовления зубчатых колес с бочкообразным зубом с использованием современных зубофрезерных станков была изготовлена опытная партия зубчатых колес с зубофрезерованием на промышленном станке OFA 75 CNC6 фирмы CETOS (Чехия). В результате нарезания опытных зубчатых колес на зубофрезерном станке OFA 75-900 CNC6 была достигнута 6-я степень точности по нормам кинематической точности по ГОСТ 1643-81, а нарезание бочкообразных зубьев с различной асимметричностью было обеспечено с точностью в пределах 0,003 мм. На рис. 4 приведены результаты измерения бочкообразных зубьев на опытных зубчатых колесах.

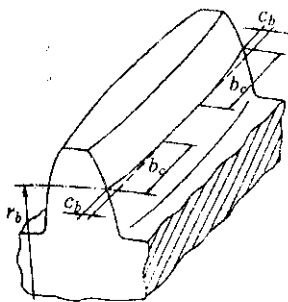


Рис. 3. Продольная модификация профиля зуба



Рис. 4. Результаты измерения бочкообразной формы зуба

После окончательной термической обработки опытные зубчатые колеса с различной бочкообразностью в пределах 0,03...0,07 мм были подобраны в пары, проведены их стендовые испытания с измерением уровня и спектра шума, а также суммарного пятна контакта. По уровню шума опытные зубчатые колеса имели уровень шума, аналогичный и даже несколько ниже уровня шума тех же самых зубчатых колес, но изготовленных с применением зубошлифования и без бочкообразной формы зуба. Опытные зубчатые пары с различной бочкообразностью оценивались по величине пятна касания и отсутствию кромочного контакта при испытании их под нагрузкой. В результате для испытываемых зубчатых колес была рекомендована та величина бочкообразности, которая обеспечивала отсутствие кромочного контакта.

Пятно касания опытной зубчатой пары с бочкообразностью 0,03 мм при испытании на стенде под нагрузкой представлено на рис. 5.



Рис. 5. Пятна касания опытной зубчатой пары

### Выводы

1. Зубофрезерование на современных зубофрезерных станках с ЧПУ обеспечивает достижение 6-й степени точности по нормам кинематической точности по ГОСТ 1643-81 при возможности нарезания бочкообразных зубьев с различной асимметричностью с точностью в пределах 0,003 мм.

2. Изготовление зубчатых колес с бочкообразной формой зуба позволяет обеспечить выполнение требования ГОСТ 1643-81 по обеспечению суммарного пятна контакта под нагрузкой при отсутствии кромочного контакта.

3. Проведенные исследования по изготовлению зубчатых колес с продольной модификацией профилей зубьев (бочкообразностью) позволяют рассматривать это направление работ как весьма эффективное по повышению долговечности и снижению шума зубчатых колес мобильных машин.

### Литература

1. Антонок В.Е. Тенденции современного производства зубчатых колес / В.Е. Антонок // Инженерный журнал. Справ. Прил. № 12. – 2004. – С. 2 – 15.

## МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ РЕСУРСА ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНОГО РЕДУКТОРА

Н.Г. Янкевич

*РУП «Приборостроительный завод «Отрон»:*

Е.Н. Янкевич

*ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»*

**Введение.** Основными требованиями, предъявляемыми к планетарно-цвочным редукторам, является обеспечение постоянства передаточного отношения и крутящего момента при заданных значениях ресурса, надежности и КПД. Поэтому задача поиска оптимальных параметров, позволяющих повысить конкурентоспособность продукции, становится все более актуальной. Исследования [1] показали, что ресурс планетарно-цвочного редуктора, как правило, лимитируется долговечностью эксцентрикового узла, который и целесообразно выбрать в качестве объекта исследований, направленных на повышение ресурса редуктора в целом.

**Постановка задачи и суть исследования.** Из схемы, приведенной на рис. 1, а, видно, что нагрузка, действующая на эксцентрик, является геометрической суммой двух составляющих:

- нагрузки, направленной вдоль линии эксцентрика (горизонтальная составляющая);
- нагрузки, ортогональной линии эксцентрика (вертикальная составляющая).

При этом вертикальная составляющая в системе координат, связанной с эксцентриком согласно [2] остается неизменной. Горизонтальная же составляющая изменяется, поскольку, как видно из схемы (рис. 1, а), она уравнивает нагрузки, действующие в зацеплении и механизме параллельных кривошипов, величина и направление которых зависят от угла поворота входного вала. За счет этого изменяется и суммарная нагрузка, действующая на эксцентриковый узел (рис. 1, б).

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что нагрузка, передающаяся со стороны сателлита на эксцентриковый узел, действует на конечную дугу (АВ на рис. 2), ограниченную углами, задающими направление наибольшей и наименьшей на цикле нагружения силы, передающейся на эксцентрик со стороны сателлита.

Поскольку усталостное разрушение материала происходит вследствие постепенного накопления повреждений под действием циклических