

УДК 629.735.45:621.834

**Д.В. КАЛИНИН, В.М. АНАНЬЕВ, Е.В. КОЖАРИНОВ**

*ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Россия*

## **ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИИ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ В ТРАНСМИССИЯХ ВЕРТОЛЕТОВ**

*Представлены результаты определения параметров продольной модификации для косозубых колес вертолетного редуктора ВР-226Н, имеющих высокие осевые деформации венцов и, как следствие, нарушение зацепления зубьев. Проведено исследование влияния различных типов продольной модификации на распределение контактных напряжений в косозубых колесах, а также рассмотрены варианты изменения конструкции, обеспечивающие повышение жесткости передачи. Показана эффективность использования продольной модификации для повышения качества зацепления косозубых передач при значительных осевых деформациях под нагрузкой. Полученные результаты и зависимости распределения пятен контакта в косозубых колесах от параметров продольной модификации могут быть использованы для увеличения ресурса и повышения надежности главных редукторов вертолетов.*

**Ключевые слова:** вертолет, профильная модификация зубьев, косозубое колесо, трансмиссия

### **Введение**

Основной задачей совершенствования конструкции авиационных трансмиссий является снижение уровня вибраций и шума. Высокий уровень вибраций и шума в трансмиссиях вертолета определяется факторами, приводящими к отклонению зацепления в зубчатых колесах от теоретического, а именно: погрешность при изготовлении, монтажные отклонения, деформация зубьев под нагрузкой и переменная жесткость зацепления. Для компенсации деформации зубьев (изгиб зуба) и сопутствующих нарушений в зацеплении, таких как кромочный удар, вводится профильная модификация зубьев. Параметры профильной модификации определяются геометрией зуба, качеством поверхности и режимом нагружения [1]. Математический аппарат для расчета профильной модификации зубчатых колес наиболее полно разработан профессором Дорофеевым В.Л.

Однако на практике существуют и другие источники погрешности в зубчатых зацеплениях, которые могут приводить как к повышенному уровню вибраций, так и к выходу зацепления из строя. Так, в главном редукторе вертолета Ка-226Н на ведомой косозубой шестерне Z8 вала нижнего несущего винта неоднократно имели место выкрашивание и сколы на рабочих поверхностях зубьев, которые могут привести к потере работоспособности всей передачи. В качестве основной причины нарушения зацепления зубьев и появления нерасчетных высоких контактных напряжений приняты осевые

деформации суммирующей косозубой шестерни. Для устранения этого дефекта на предприятии-изготовителе решено ввести профильную модификацию косозубых колес, а также рассмотреть возможность увеличения жесткости диафрагмы шестерни Z<sub>8</sub>.

Однако теоретических и экспериментальных исследований по изучению влияния параметров профильной модификации на распределение контактных напряжений и динамическую активность косозубых колес проведено недостаточно для построения математического аппарата и аналитических зависимостей, позволяющих выбирать оптимальные параметры модифицированного профиля для косозубых колес.

В данной статье приводятся результаты расчетного исследования причины возникновения выкрашивания в косозубых колесах редуктора ВР-226Н, проведенного в ЦИАМ им. П.И. Баранова. Оцениваются картины распределения контактных напряжений в косозубых колесах в зависимости от различных видов профильной модификации. Рассмотрены способы устранения дефекта и определены параметры продольной модификации зубьев, обеспечивающей устранение локальных зон пиковых контактных напряжений.

### **1. Постановка задачи**

Главный редуктор ВР-226Н разработан для вертолета Ка-226Т. Редуктор предназначен для передачи крутящего момента от двух газотурбинных двигателей Argius 2G1 к валам двух несущих винтов (НВ) противоположного вращения. Мощность к валам нижнего и верхнего

несущих винтов передается через зубчатые передачи, суммирующие потоки мощности от правого и левого двигателей: от двух шестерен  $Z_7$  к колесу  $Z_8$ , установленному на валу нижнего винта, и от двух шестерен  $Z_5$  к колесу  $Z_6$ , установленному на валу верхнего несущего винта. Вследствие большого диаметра и тонкой податливой диафрагмы зубчатые колеса  $Z_6$  и  $Z_8$  имеют деформации венца в осевом направлении от сил в зацеплении, приводящие к изменению пятна контакта зубьев. В результате происходит неравномерное распределение напряжений по длине зубьев с концентрацией контактных напряжений к торцу зуба. Неоднократно в процессе дефектации редуктора были обнаружены следы наклепа и очагов выкрашивания на зубьях шестерен  $Z_7$  и  $Z_5$  (рис. 1). Как видно из рисунка 1 пятно приработки в виде засветления неравномерной полоской с узкой частью в сторону очага выкрашивания расположено ниже делительного диаметра, выше делительного диаметра имеется наклеп. На всех поверхностях зубьев имеется «усиление» по контуру пятна приработки. После перешлифовки шестерен  $Z_8$  с увеличением угла наклона (упреждения) зубьев на  $4^\circ$  были также обнаружены очаги выкрашивания на зубьях шестерен  $Z_7$ .

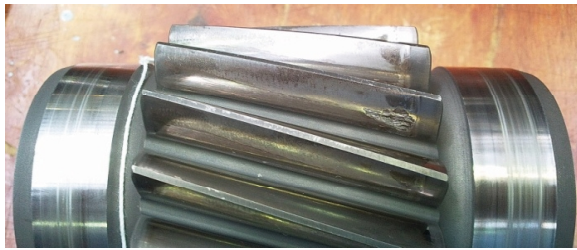


Рис. 1. Следы выкрашивания на зубьях косозубой шестерни  $Z_7$  после проведения испытаний.

В качестве мероприятия по устранению данного дефекта были выполнены исследовательские работы по определению величин деформаций колес  $Z_6$  и  $Z_8$  под нагрузкой и эпюры распределения напряжений по зубьям шестерен  $Z_7$  и  $Z_5$  с использованием метода конечных элементов.

## 2. Исследование причины нарушения зацепления косозубых колес

Для оценки напряженного состояния суммирующей зубчатой передачи и определения картины распределения контактных напряжений по длине зубьев моделировалось зацепление двух косозубых шестерен  $Z_7$  и суммирующего колеса  $Z_8$  с последующим решением контактной задачи. МКЭ является наиболее часто используемым методом оценки напряженно-деформированного состояния деталей машин.

Для получения более точного решения нагрузка на колесо  $Z_8$  передавалась через контакт

с зубьями двух шестерен  $Z_7$ . Решалась контактная задача без учета трения. Поскольку колесо  $Z_8$  установлено по отверстию в диафрагме на вал нижнего винта, а жесткость фланца вала нижнего винта будет влиять на деформацию общей конструкции, в общую сборку расчетной модели включен отсек вала нижнего винта на длине расстояния между его подшипниковыми опорами. По посадочным местам шестерен  $Z_7$  запрещались радиальные перемещения, на внутренних шлицах - тангенциальные перемещения, по торцам валов - осевые. Колесо  $Z_8$  соединялось с фланцем вала нижнего винта контактом «склеенного» типа bonded. По месту посадки шарикового подшипника на валу нижнего винта запрещались осевые и радиальные перемещения, по месту посадки роликового подшипника запрещались только радиальные перемещения. Крутящий момент приложен по часовой стрелке при виде на вал со стороны винтов. К колесу  $Z_8$ , ввиду его большого диаметра, также прикладывалась распределенная нагрузка от центробежных сил. Конечно-элементная модель создана с использованием 20-узловых гексагональных элементов, с уплотнением сетки на зубьях в местах контакта и показана на рис. 2 и 3.

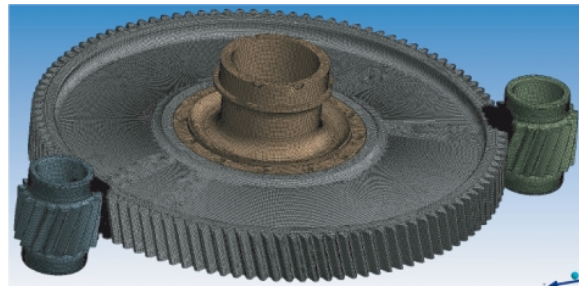


Рис. 2. Конечно-элементная модель сборки зубчатых колес  $Z_7$  и  $Z_8$

На рис. 3 представлено уплотнение сетки КЭ в зонах контакта зубьев для возможности сравнения картин НДС зацепления зубьев с различными параметрами модификации.

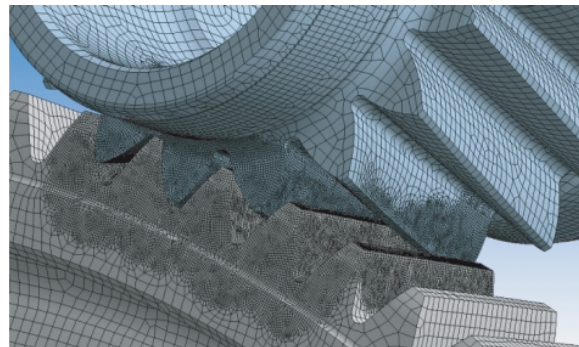


Рис. 3. Уплотнение сетки КЭ в местах зацепления зубьев

Результаты расчета представлены в виде картин НДС: по первым главным напряжениям (рис. 6), по суммарным перемещениям (рис. 4). На рис. 5 представлено распределение контактных напряжений по зубу колеса  $Z_8$ .

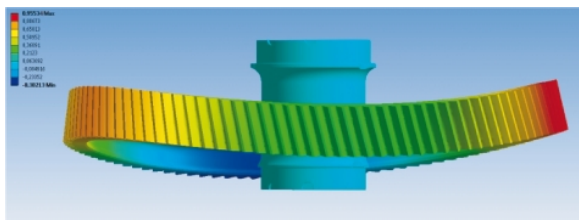


Рис. 4. Картина распределения перемещений в зубчатом колесе  $Z_8$  от сил совместного зацепления с двумя шестернями  $Z_7$

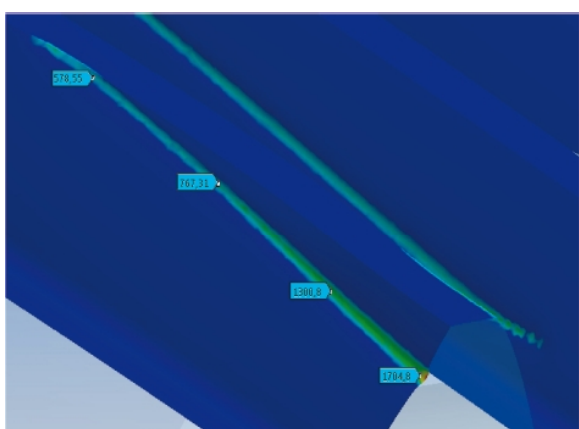


Рис. 5. Картина распределения контактных напряжений на зубьях колеса  $Z_8$

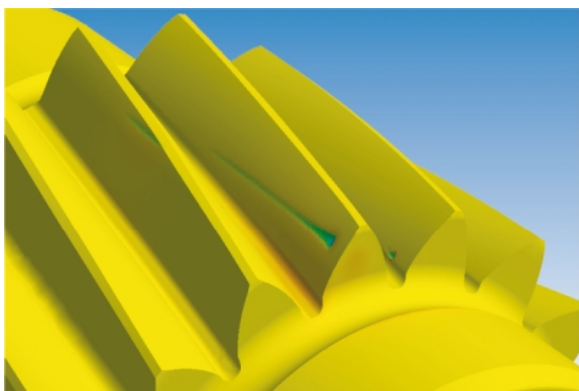


Рис. 6. Локализация контактных напряжений на шестерне  $Z_7$  в зоне контакта с ребром зубьев колеса  $Z_8$  при деформации обода

На рис. 5 и 6 заметно смещение пятна контакта и рост контактных напряжений в сторону, противоположную направлению осевой нагрузки, действующей на зуб. Это смещение вызвано деформацией зубьев и обода колеса  $Z_8$  под действием осевых нагрузок в зацеплении зубьев. Максимальное полное перемещение крайних

точек венца (рис. 4) составляет 1,01 мм, а максимальные перемещения в осевом направлении составляют 0,96 мм.

Такие деформации зубчатого венца приводят к выходу части рабочей поверхности зубьев из зацепления и возникновению неравномерного распределения контактных напряжений. В результате этого ребро торца колеса  $Z_8$  взаимодействует с профилем зубьев шестерен  $Z_7$ , создавая пиковые зоны контактных напряжений, локализованные у края зуба (рис. 6). Высокие контактные напряжения в этих зонах приводят к возникновению очагов выкрашивания на рабочих поверхностях зубьев шестерни  $Z_7$ , неоднократно выявленных в результате дефектации редукторов ВР-226Н (рис. 1). Для устранения данной неравномерности распределения контактных напряжений необходимо предусмотреть в геометрии зубьев продольную модификацию профилей, компенсирующую деформацию зубьев, обода и диафрагмы под нагрузкой.

### 3. Выбор оптимальных параметров продольной модификации для косозубых колес

Рассматривались варианты модификаций профилей зубьев колеса  $Z_8$ , представляющие собой коррекцию угла наклона зуба («заваливание зуба») и продольную модификацию, так называемую «бочкообразность». Параметры, характеризующие геометрию модифицированного профиля, представлены на рис. 7 [2]. Величина бочкообразности обозначается буквой «С», величина коррекции угла наклона — буквой «Н».

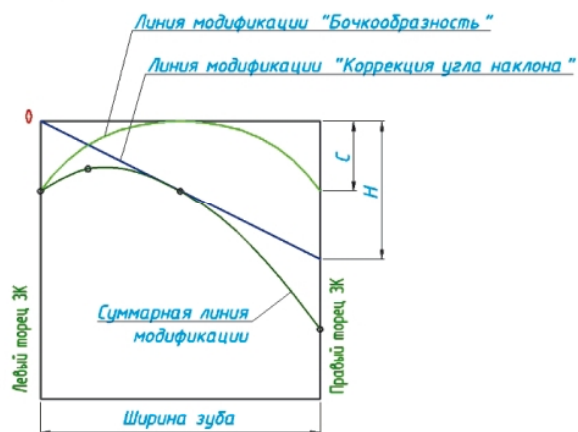


Рис. 7. Параметры продольной модификации профиля

Результаты расчетов сравнивались по следующим критериям [3]:

- снижение величины пиковых контактных напряжений;
- равномерность распределения пятна контакта вдоль длины зуба;

- уход от краевого эффекта на профиле зуба шестерни  $Z_7$  при контакте с ребром зуба колеса  $Z_8$ .

Основные варианты модификаций и результаты расчета контактной задачи зубчатых колес с модифицированной геометрией представлены на рисунках 8-10 в виде картин распределения первых главных напряжений по профилю зубьев шестерни  $Z_7$  и величин максимальных контактных напряжений.

Результаты расчета зацепления колес с различными значениями продольной модификации в виде заваливания зубьев показали, что применение только этого вида модификации не решает проблемы локализации пятна контакта у края зубьев (краевого эффекта), вызванной выходом контакта на ребро зуба колеса  $Z_8$ , а позволяет лишь снизить в определенном диапазоне (до 40%) пиковые контактные напряжения. Равномерное пятно контакта обеспечивается исключительно при использовании совместно с заваливанием зубьев бочкообразной продольной модификации зубьев. Контакт модифицированных зубьев по схеме «бочка» без заваливания зубьев также имеет неудовлетворительную форму, поскольку такая модификация не решает проблемы изменения наклона зубьев в процессе деформации венца. В результате пятно контакта локализуется на узком участке и зацепление происходит вдоль короткой линии контакта (рис. 8). Очевидно, что при таком пятне контактные напряжения завышены в сравнении с распределением контакта вдоль всей ширины зубьев.

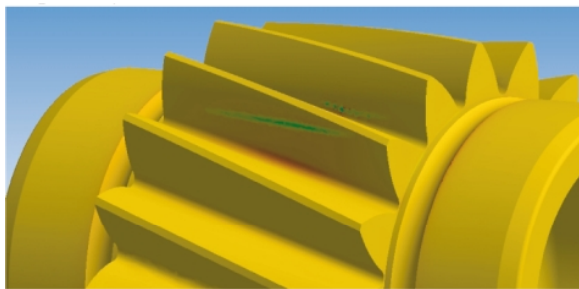


Рис. 8. Распределение нормальных напряжений по зубьям шестерни  $Z_7$  при модификации с высоким значением параметров бочкообразности

В результате серии расчетов (70 решенных контактных задач) проводился поиск таких параметров продольной модификации, при которых решалась описанные выше проблемы, а именно:

- локализация пиковых контактных напряжений у края зуба;
- сужение пятна контакта при высоких значениях бочкообразности зуба.

Были определены параметры модификации, обеспечивающие равномерное распределение

контакта зубьев по ширине зубьев и устраняющие краевой эффект с локализацией пиковых напряжений у края зуба (рис. 9 и 10). Сочетание оптимальных параметров заваливания зубьев и бочкообразной формы позволяет снизить величину пиковых контактных напряжений на 60%, что обеспечивает устранение наклепа и выкрашивания зубьев, а также снижает уровни шума и вибрации передачи.

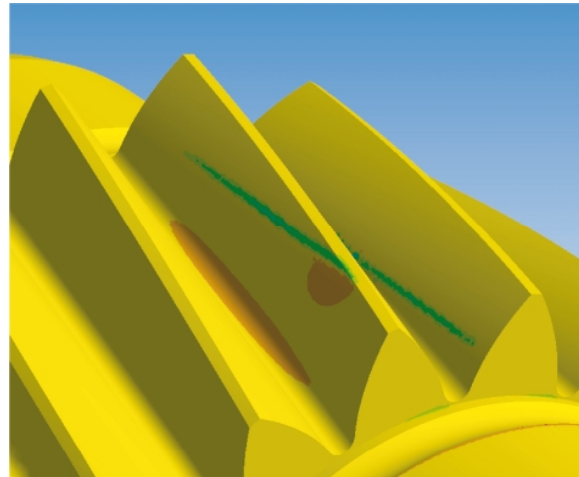


Рис. 9. Распределение нормальных напряжений по зубьям шестерни  $Z_7$  с оптимальными параметрами продольной модификации

Равномерное распределение контактной площадки по ширине зубьев позволяет снизить как уровень средних контактных напряжений, так и изгибные напряжения во впадине. Как видно из рис. 9, изгибные напряжения локализируются в середине впадины и имеют меньший градиент в сравнении с немодифицированной конструкцией.



Рис. 10. Картина распределения контактных напряжений по зубьям шестерни  $Z_7$  с оптимальными параметрами продольной модификации

Проведенные расчеты позволили сформировать требования к параметрам продольной модификации косозубых колес при высоких значениях осевых деформаций зубчатых венцов.

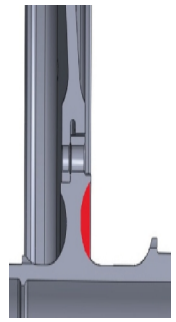
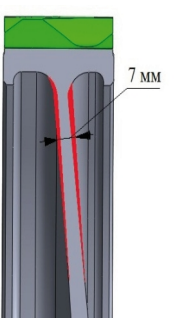
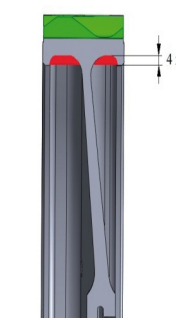


#### 4. Конструктивное повышение жесткости диафрагмы косозубого колеса

Одним из способов снижения осевой деформации полотна колеса под действием нагрузок в зацеплении является усиление его конструкции за счет добавления материала к полотну. Для поиска оптимального варианта геометрической формы диафрагмы колеса проводилась серия расчетов методом конечных элементов. Рассматривались различные варианты модифицированной конструкции диафрагмы колеса с целью поиска таких конструктивных изменений, которые при минимальном увеличении массы шестерни максимально снижают деформации

в осевом направлении под действием сил в зацеплении с двумя шестернями  $Z_7$ .

Решалась статическая задача для сборки косозубого колеса  $Z_8$  вместе с отсеком вала нижнего винта. Сравнивались максимальные перемещения точек зубчатого венца колеса в осевом направлении для каждого варианта конструкции. Результаты расчета позволяют сделать выводы о влиянии конкретных параметров геометрии колеса  $Z_8$  на изгибную жесткость диафрагмы и венца. Результаты основных расчетов и варианты изменения геометрии представлены в таблице 1. Красным цветом выделены зоны изменения геометрии диафрагмы и фланца вала с добавлением материала.

Таблица 1

Вариант изменения конструкции диафрагмы					
Увеличение веса, г	600	600	1200	2100	1000
Снижение осевых перемещений, %	7	8	10	14	7

На основе проведения 50 расчетов с различными параметрами модифицированной геометрии диафрагмы (для каждого варианта рассматривались значения геометрических параметров в диапазоне их эффективного изменения, поскольку для каждого размера отношение доли снижения осевых перемещений в венце к прибавленной массе начинает резко снижаться после определенного значения) сделан вывод о том, что наиболее эффективным способом увеличения жесткости в осевом направлении для косозубого колеса  $Z_8$  является увеличение угла наклона диафрагмы, а также увеличение толщины фланца вала. В заданных ограничениях по увеличению веса сборной конструкции вала нижнего винта и зубчатого колеса  $Z_8$  до 3 кг был найден оптимальный вариант геометрии диафрагмы с увеличенной жесткостью. В усиленной конструкции максимальные осевые перемещения точек зубчатого венца снижаются на 30% в сравнении с исходной конструкцией. Для усиленной конструкции было рассчитано

напряженное состояние под действием сил в зацеплении (рис. 4). Как видно из рис. 10 характер распределения контактных напряжений по поверхности зубьев для модифицированной шестерни аналогичен картине для исходного варианта. Достигнуто снижение пиковых контактных напряжений на 20%, что, очевидно, недостаточно для устранения дефекта и не решает проблемы равномерного контакта зубьев косых колес. Проведенные расчеты показывают, что усиление конструкции косозубых колес с податливой диафрагмой с целью повышения ее жесткости в осевом направлении не позволяет качественно улучшить зацепление колес при нарушении зацепления со смещением зубьев, что подтверждает актуальность поиска оптимальных параметров продольной модификации зубьев для косозубых колес.

#### Заключение

Проведенное расчетное исследование позволило наглядно оценить влияния различных

типов продольной модификации на распределение контактных напряжений по поверхности зубьев косозубых передач и выбрать параметры оптимальной модификации для устранения дефекта на суммирующей передаче вертолетного редуктора ВР-226Н. Сделан вывод о необходимости введения на косозубые передачи модификации типа «бочка» для устранения краевых эффектов даже на колесах с незначительной осевой деформацией полотна. Сочетание оптимальных параметров заваливания зубьев и бочкообразной формы позволяет снизить величину пиковых контактных напряжений на 60%, что обеспечивает устранение наклепа и выкрашивания зубьев, а также снижает уровни шума и вибрации передачи. Показана эффективность использования продольной модификации для повышения качества зацепления косозубых передач при значительных осевых деформациях под нагрузкой в сравнении с оптимизацией геометрической формы диафрагмы, повышаю-

щей ее жесткость. Полученные результаты и зависимости для распределения пятен контакта по ширине зуба в косозубых колесах от параметров продольной модификации зубьев могут быть использованы для увеличения ресурса и повышения надежности главных редукторов вертолетов с косозубыми передачами.

#### Литература

1. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1969. - С.194-204.
2. Hayashi, K., «Load Distribution on the Contact Line of Helical Gear Teeth - Part 1», JSME Bulletin, Vol.6, No.22, 1963, pp. 336 - 343.
3. Ramalingam, G., Subramaniam, S., 2011, Engineering MECHANICS, Vol.18, p.65-78.

*Поступила в редакцию 01.06.2013*

#### **Experiment-calculated stress analysis of stress raisers in rotor shaft of helicopters**

*The results of the determination of the parameters for modifying the helical gears helicopter gearbox ВР-226N with high axial deformation of crowns and as a consequence, the violation of the teeth. A study of the effect of different types of modifications on the longitudinal distribution of the contact stresses in the helical and discussed options for changing the design, offering enhanced rigidity of the transmission. The efficiency of the longitudinal modifications to improve the quality helical gears meshing with significant axial-motion, deformation under load. The results obtained and the distribution of the contact points according to parameters of the helical wheels longitudinal modifications may be used to increase service life and reliability of raising helicopter main gearbox.*

**Key words:** *helicopter, gearbox, helical gear, crowning modification*