

**ОБ ИЗЛОМНОЙ ПРОЧНОСТИ ИЗНОШЕННЫХ ЗУБЬЕВ**

И. Ф. ДЕРЮГА, С. И. ШУБОВИЧ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

В отечественной и зарубежной литературе приводятся, как правило, результаты исследований изломной усталостной прочности зубьев новых (неизношенных) зубчатых колес и не уделяется внимания прочности изношенных зубьев, тогда как на практике в ряде случаев в целях увеличения долговечности передачи допускается работа зубчатых колес с относительно большим износом. В литературе, например, не освещается влияние величины износа и ямок выкрашивания, сопутствующего в некоторых случаях износу, на усталостную прочность зуба. Нет также четких сведений о допустимой степени износа зубьев из условия обеспечения изломной прочности последних.

Цель настоящей статьи — частично восполнить этот пробел.

В качестве объекта исследования авторами были приняты стальные закаленные прямозубые цилиндрические колеса редуктора горного электросверла ЭР-5. Основанием для такого выбора послужило то, что зубчатые передачи горных электросверл из-за перегрузки по контактными напряжениям, обусловленной ограничением габаритов и веса сверла, и проникновения угольной пыли в корпус редуктора сильно изнашиваются в условиях эксплуатации. Функциональное назначение этих передач таково, что износ и ограниченное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев вполне допустимы и, следовательно, долговечность колес должна определяться из условия сохранения достаточной изломной прочности зубьев при износе.

Изнашивание исследуемых колес производилось на замкнутом стенде при нагрузках и условиях работы, близких к эксплуатационным. Экспериментальные колеса были выполнены из стали 40Х с твердостью  $HRC=28-45$  и имели 28 зубьев нормального зацепления; шестерни — из стали 20Х с твердостью рабочих поверхностей  $HRC=55-60$  имели 17 зубьев. Модуль зацепления передачи  $m=2$  мм.

Анализ геометрии зацепления большого числа изношенных зубчатых пар показал, что исходные эвольвентные профили по мере износа закономерно искажаются и остаются сопряженными до тех пор, пока коэффициент перекрытия не снизится до величины, близкой к единице. Линия зацепления искривляется так, что угол зацепления в начале и в конце зацепления одной пары зубьев резко увеличивается по сравнению с начальным его значением [1]. Это явление приводит к тому, что касательная составляющая силы нормального давления, приложенной к вершине зуба, уменьшается, а радиальная составляющая увеличивается

ется. По этой причине в сечениях изношенного зуба изменяется соотношение напряжений изгиба и сжатия. Суммарное напряжение на растянутой стороне зуба уменьшается из-за увеличения напряжений сжатия и уменьшения напряжений изгиба.

Расчеты, проведенные по формулам, основанным на гипотезе плоских сечений, показали, что по мере износа зуба опасное сечение перемещается от ножки зуба к его вершине, а величина напряжений в этих сечениях в первый период износа остается практически постоянной, а затем резко увеличивается. Было установлено, что при износе зуба до 20% первоначальной его толщины, измеренной по дуге делительной окружности, суммарное напряжение остается практически неизменным и, следовательно, при износах до такой степени изгибная прочность зуба не должна снижаться.

Таким образом, величина износа, составляющая 20% первоначальной толщины зуба, может рассматриваться как допустимая величина износа из условия обеспечения изгибной прочности зуба.

Уместно отметить, что при величине износа, близкой к 20%, обнаруживается два опасных сечения: у основания зуба на выкружке и несколько выше на уступе, образующемся в результате износа (рис. 1).

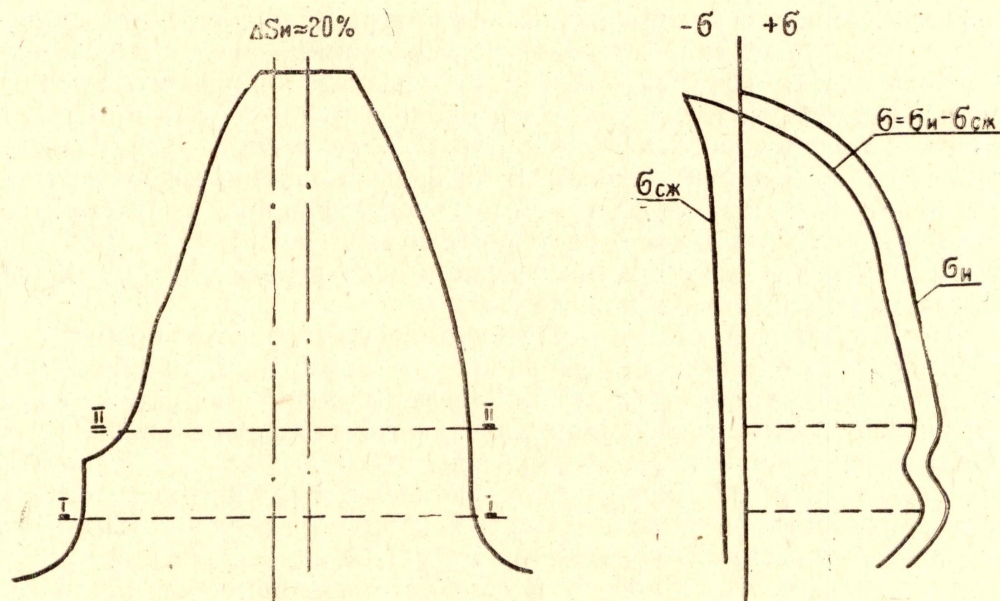


Рис. 1. Профиль зуба, изношенного на 20%, и эпюры напряжений

Для проверки данных расчетов и выяснения картины распределения напряжений было проведено исследование напряженного состояния изношенного зуба поляризационно-оптическим методом [2]. Результаты этих исследований подтвердили сделанные выше выводы и позволили определить теоретические коэффициенты концентрации напряжений в опасных точках. Так, например, установлено, что уступ, образованный на профиле зуба в результате износа, вызывает примерно такую же концентрацию напряжений, и выкружка у основания зуба. Поэтому можно заключить, что при 20% износа зуба поломка зуба при работе передачи равновероятна как у основания зуба, так и в сечении на уступе, образованном износом.

В целях определения усталостной прочности изношенного зуба и выяснения отрицательного влияния ямок выкрашивания, которые наблюдались на изношенных колесах сильно перегруженных по контактными напряжениям, были проведены натурные испытания неизношенных

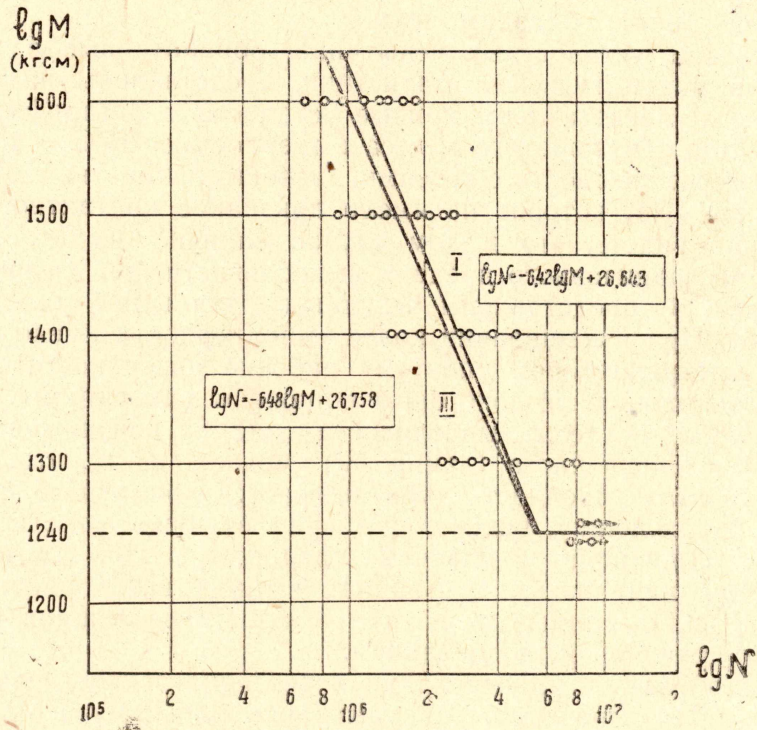


Рис. 2. Кривые усталости зубьев колес с твердостью HRC=45

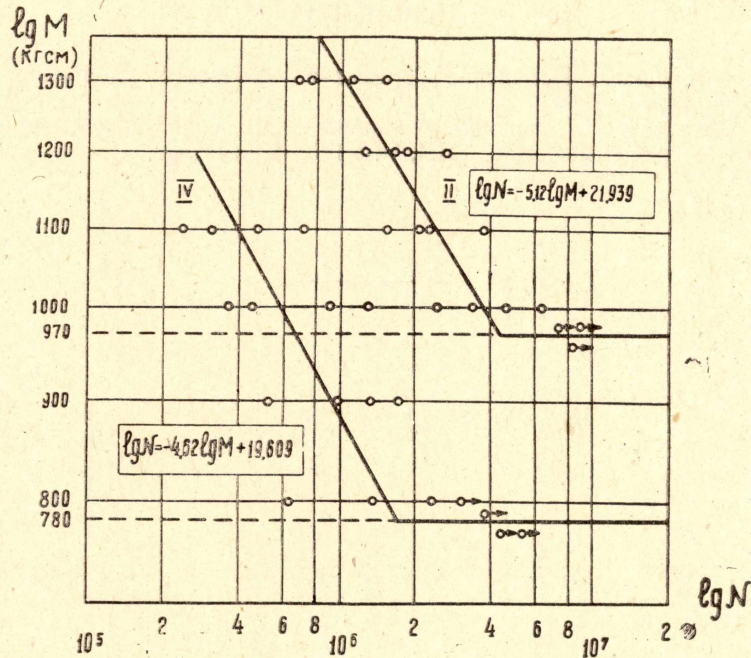


Рис. 3. Кривые усталости зубьев колес твердостью HRC=28

и изношенных (на 20% первоначальной толщины зубьев) колес на излом зубьев при циклической переменной нагрузке. Эти испытания проводились на специально созданном пульсаторе, обеспечивавшем нагружение по схеме «зубчатое колесо — рейка» с коэффициентом асимметрии цикла, близким нулю.

Результаты усталостных испытаний, обработанные с привлечением методов математической статистики, представлены на рис. 2 и 3.

На рис. 2 представлены кривые усталости в логарифмических координатах для неизношенного колеса с твердостью  $HRC = 45$  (линия I) и колеса той же твердости с зубьями, изношенными на 20% по толщине (линия III), которое не имело признаков контактного разрушения. Можно видеть, что в этом случае наличие износа не вызвало снижения неограниченного предела выносливости при изгибе зуба.

На рис. 3 представлены результаты для колес малой твердости ( $HRC = 28$ ). При изнашивании колес этой твердости имело место ограниченное выкрашивание, поэтому рабочие поверхности изношенных зубьев в околополюсной зоне были поражены раковинами. Сравнивая неограниченные пределы выносливости (рис. 3) неизношенного колеса (линия II) и изношенного (линия IV), можно видеть, что в этом случае усталостная прочность зуба снижается при износе примерно на 20%, т. е. на величину, равную примерно величине относительного износа зуба. Причиной понижения прочности в этом случае является концентрация напряжений, вызванная ямками выкрашивания. Такое объяснение подкрепляется тем, что усталостная трещина развивалась из зоны, пораженной выкрашиванием.

Таким образом, на основании проведенного исследования можно заключить, что при отсутствии выкрашивания рабочих поверхностей зубьев износ их до 20% первоначальной толщины безопасен с точки зрения изгибной прочности. Снижение изломной прочности может иметь место только при наличии выкрашивания рабочих поверхностей зубьев.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. С. Семенов. Изменение параметров зубчатого зацепления при износе. Изв. ТПИ, том 96, вып. 2, 1961.
2. И. Ф. Дерюга. Исследование напряженного состояния изношенных зубьев прямозубых колес при изгибе. Изв. ТПИ, том 173 (в печати).