

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА ИХ ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ

И. Ф. ДЕРЮГА, А. Е. БЕЛЯЕВ, С. И. ШУБОВИЧ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

В ряде случаев при эксплуатации зубчатых передач происходит значительный износ зубьев, в результате чего уменьшается толщина зубьев и изменяется их первоначальная геометрическая форма. Наблюдения за работой изношенных зубчатых передач показывают, что они иногда продолжают выполнять свои функции и имеют удовлетворительные эксплуатационные показатели.

Изгибная прочность изношенных зубьев мало изучена, поэтому приводимые в литературе данные о величинах предельно допустимой глубины износа зубьев колеблются в широком интервале (0,15—0,6) *m*. Существующий в настоящее время метод оценки изгибной прочности изношенных зубьев базируется на предположениях, что зуб изнашивается по всей его высоте с сохранением эвольвентной формы; положение опасного сечения по высоте зуба остается неизменным; угол давления и сила нормального давления — величины постоянные [1]. Исходя из этих предположений изменение изгибной прочности зубьев при износе объясняется исключительно уменьшением размеров опасного сечения зуба у его основания и оценивается эмпирическим коэффициентом износа $K_{и}$, который определяется следующим образом:

$$K_{и} = \frac{\sigma'}{\sigma} = \frac{W}{W'} = \left(\frac{a}{a'} \right)^2,$$

где σ , W , a и σ' , W' , a' — напряжение в опасном сечении, момент сопротивления опасного сечения и размер зуба в опасном сечении соответственно для нового (неизношенного) и изношенного зубьев. Так, например, для зуба, имеющего относительный износ 20%, коэффициент износа сказывается равным $K_{и} \approx 1,5$, что соответствует возрастанию суммарного напряжения в опасном сечении по сравнению с первоначальным на 50%.

Исследования закономерностей износа зубчатых колес, редукторов горных электросверл ЭР-5, проведенные на кафедре прикладной механики Томского политехнического института им. С. М. Кирова, показали, что эвольвентные профили зубьев при износе искажаются и при этом изменяются такие важные показатели, как угол зацепления, сила нормального давления, а положение опасного сечения не остается постоянным по высоте зуба [2].

С целью изучения вопроса об изменении изгибной прочности зубьев при износе и выявления основных факторов, влияющих на прочность изношенных зубьев, авторами были проведены теоретические и экспериментальные исследования.

В качестве объекта исследования были приняты стальные закаленные прямозубые цилиндрические колеса редуктора горного электросверла ЭР-5 ($m=2$ мм; $z=28$). Основанием для такого выбора послужило то, что зубчатые передачи горных электросверл из-за перегрузки по контактным напряжениям, обусловленной ограниченными габаритами и весом сверла, и проникновения угольной пыли в корпус редуктора, сильно изнашиваются при эксплуатации. Функциональное назначение этих передач таково, что износ зубьев вполне допустим и, следовательно, долговечность колес должна определяться из условия сохранения достаточной изломной прочности зубьев.

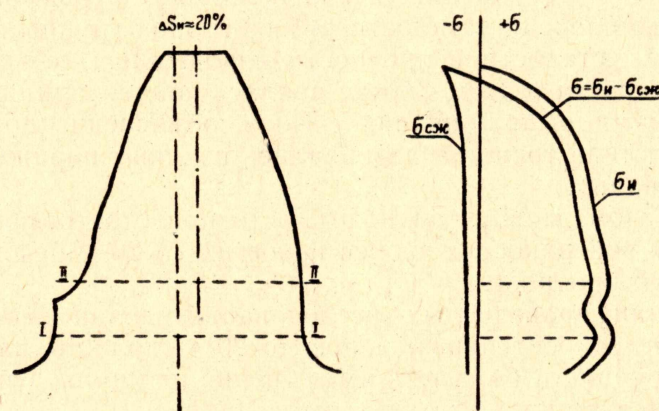


Рис. 1. Профиль зуба с относительным износом $\Delta S_n=20\%$, эпюры напряжений и картина изохром

Расчеты, связанные с определением изгибных напряжений на растянутой стороне контура изношенных зубьев, выполненные с использованием гипотезы плоских сечений, показали, что при износе зуба до 20% первоначальной его толщины, измеренной по дуге делительной окружности, суммарное напряжение в опасной точке остается практически неизменным и, следовательно, при износах до такой степени изгибная прочность зуба не должна снижаться. При величине относительного износа, примерно равного 20% , опасное сечение зуба меняет положение и перемещается из зоны выкружки у основания в зону выкружки, образующейся в результате износа (рис. 1).

Для проверки данных расчетов и выяснения картины распределения напряжений было проведено исследование напряженного состояния изношенного зуба поляризационно-оптическим методом. Результаты этих исследований подтвердили сделанные выше выводы и позволили определить теоретические коэффициенты концентрации напряжений в опасных зонах. Было установлено, что при 20% -ном износе выкружка, образующаяся на профиле зуба в результате износа, вызывает примерно такую же концентрацию напряжений, как и выкружка у основания зуба. Поэтому можно заключить, что три такой степени износа поломка зуба равно вероятна как у основания зуба, так и по сечению, проходящему через выкружку на изношенной части зуба.

В целях определения усталостной прочности изношенного зуба и выяснения отрицательного влияния ямок выкрашивания, имевших место

на рабочих поверхностях зубьев, перегруженных по контактными напряжениями, были проведены сравнительные испытания натуральных зубчатых колес на излом зубьев при циклической переменной нагрузке [3].

Программой испытаний предусматривалось экспериментальное исследование двух групп зубчатых колес: первая группа — колесо новое (неизношенное) и колесо с 20%-ным износом, без признаков усталостного выкрашивания; вторая группа — колесо новое (неизношенное) и колесо с 20%-ным износом, с наличием раковин выкрашивания. Зубья каждой группы колес имели одинаковую твердость, полученную объемной закалкой. Испытания проводились на специально созданном механическом пульсаторе. Экспериментальные данные обрабатывались с привлечением методов математической статистики.

Результаты усталостных испытаний и анализ кривых усталости показали, что зубья с относительным износом в 20%, без признаков контактного разрушения, имели одинаковый неограниченный предел усталости по сравнению с новыми (неизношенными) зубьями. Сравнением неограниченного предела усталости зубьев второй группы было установлено снижение усталостной прочности изношенных зубьев. Причиной понижения прочности в этом случае явилась концентрация напряжений, вызванная ямками выкрашивания. Такое объяснение подтверждалось тем, что усталостная трещина развивалась из зоны, пораженной раковинами выкрашивания.

Таким образом, можно заключить, что при отсутствии выкрашивания на рабочих поверхностях зубьев износ их до 20% безопасен с точки зрения изгибной прочности.

На основании проведенных исследований сделан вывод о том, что зубья, имеющие относительный износ до 20%, должны рассчитываться на изгибную прочность без учета уменьшения толщины зуба, т. е. коэффициент $K_{и}$ следует принимать равным единице.

Для зубьев с относительным износом от 20% до 30% получена упрощенная зависимость для определения коэффициента формы зуба в опасном сечении такого вида:

$$Y_{иИ} = Y_{И} - 0,0073\Delta S_{и},$$

где $Y_{иИ}$ — коэффициент формы изношенного зуба, соответствующий опасному сечению И—И;

$Y_{И}$ — коэффициент формы нового (неизношенного) зуба в сечении И—И;

$\Delta S_{и}$ — относительный износ зуба, измеренный по дуге делительной окружности, в %.

Расчеты на изломную прочность изношенных зубьев, выполненные по общепринятой методике с применением коэффициента формы зуба, вычисленного по приведенной зависимости, хорошо согласуются с экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. К. Сулимов. К вопросу о расчете предельно допустимого износа и срока службы зубчатых передач. Научные записки Воронежского лесотехнического института, том XVI, 1959.
2. Ю. С. Семенов. Изменение параметров зубчатого зацепления при износе. Известия ТПИ, том 96, вып. 2, 1961.
3. И. Ф. Дерюга, С. И. Шубович. Результаты испытаний изношенных зубчатых колес на усталостный излом зубьев. Труды института МНИИПТМАШ, вып. 5, Кемерово, 1968.