

## ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА НА ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В. П. СТЕШЕНКО

(Представлено научным семинаром кафедры прикладной механики)

В ряде случаев возникает необходимость в расчете на изгибную прочность изношенных зубьев зубчатых колес.

Существующие же методики расчета изношенных зубьев [2], [5] базируются на следующих положениях:

1) действующее на зуб нормальное давление считается постоянным по величине и направлению, 2) профили изношенных зубьев геометрически подобны профилям неизношенных зубьев, 3) опасное сечение не меняет своего положения по высоте зуба и остается в месте выкружки у корня зуба. На основании этих положений при расчете изношенных зубьев в расчетные формулы для новых зубьев вводятся поправочные коэффициенты [1], [7], которыми и учитывается понижение прочности зубьев при износе.

Таким образом, уменьшение изгибной прочности изношенных зубьев до сих пор обосновывалось только уменьшением поперечного сечения зубьев.

В действительности же при износе зубьев рабочий профиль теряет свою первоначальную эвольвентную форму [1], [3], [4], [8], в результате чего величина и направление силы нормального давления, а также положение опасного сечения зуба, изменяются по мере увеличения износа. Поэтому исходные предпосылки в отмеченных выше методах учета влияния износа зуба на его изгибную прочность не имеют достаточных оснований.

Цель настоящей статьи — показать влияние износа на изгибную прочность зуба с учетом изменения профиля зуба.

Исследования, проведенные в Томском политехническом институте [6], позволили выявить некоторые основные закономерности изменения формы профиля изношенных зубьев.

На замкнутой установке изнашивались эвольвентные зубчатые колеса редукторов горного электросверла ЭР-5. Колеса из стали 40Х с твердостью рабочих поверхностей от  $R_c = 30$  до  $R_c = 40$  имели 28 зубьев. Шестерни из стали 20Х с твердостью рабочих поверхностей от  $R_c = 55$  до  $R_c = 60$  имели 17 зубьев. Модуль зацепления  $m = 2$ .

Было установлено, что при различных нагрузках и разных сочетаниях твердостей и первоначальной чистоты поверхностей зубьев основные закономерности изменения геометрической формы изношенных зубьев

остаются примерно одинаковыми. Профили изношенных зубьев экспериментальных зубчатых колес не являются эвольвентными и износ зубьев происходит неравномерно в разных точках профиля по высоте зуба. Параметры, характеризующие эвольвентное зацепление (угол зацепления, линия зацепления, коэффициент перекрытия), становятся переменными и изменяются по мере возрастания износа. Линия зацепления из прямой для эвольвентного зацепления для изношенной пары превращается в кривую, угол зацепления для зацепления изношенных зубьев является величиной переменной и может быть на отдельных участках зацепления большим или меньшим угла зацепления для эвольвентных зубьев. Уменьшается дуга зацепления, и коэффициент перекрытия быстро приближается к единице. С изменением параметров зацепления изношенных зубьев изменяется величина и положение силы нормального давления, действующей на сопряженный зуб. На основании этих опытов нами найдена закономерность изменения угла давления в зависимости от износа зубьев, причем, износ зубьев выражался в процентах от толщины неизношенного зуба по дуге начальной окружности, рис. 1, а.

$$\Delta S_n = 100 \left( 1 - \frac{S_n}{S} \right) \%,$$

где  $\Delta S_n$  — величина износа зуба по дуге начальной окружности, в %;  
 $S$  — толщина неизношенного зуба по дуге начальной окружности, в мм.

$S_n$  — толщина изношенного зуба по дуге начальной окружности, в мм.

Из рис. 1, б видно, что эта зависимость является почти прямолинейной на участке при износе до 35%. Для практических расчетов наиболее важным является расчет зубьев, имеющих износ до 30—35%, так как уже при износе зубьев сопряженных колес на 30% коэффициент перекрытия становится близким к единице. Согласно рис. 1, б зависимость изменения угла давления от износа зубьев при износе последних до 35% имеет следующий вид:

$$\delta_n = \delta_s + 0,155 \Delta S_n;$$

где  $\delta_n$  — угол давления изношенного зуба в градусах (угол между направлением силы нормального давления, приложенной к вершине зуба, и нормально к оси симметрии зуба);

$\delta_s$  — угол давления для нового эвольвентного зуба в градусах;

$\Delta S_n$  — износ зуба по дуге начальной окружности в процентах.

По мере увеличения износа профилей сопряженных зубьев увеличивается угол давления. Поскольку окружная составляющая силы нормального давления, направленная перпендикулярно оси симметрии зуба, при передаче постоянного крутящего момента изношенной парой зубчатых колес остается постоянной, то, следовательно, с увеличением угла давления и нормальной силы увеличивается радиальная составляющая, сжимающая изношенный зуб. В сечениях изношенного зуба происходит перераспределение суммарных напряжений от изгиба и сжатия. В растянутой зоне суммарные напряжения уменьшаются за счет увеличения сжимающей силы.

Расчеты, проведенные по формулам сопротивления материалов для плоских сечений, показали, что по мере износа зуба опасное сечение перемещается от ножки зуба к его головке, и зуб остается равнопрочным неизношенному для растянутой зоны при износе до 20% от первоначальной толщины, измеренной по дуге начальной окружности. На рис. 1, а приведены эпюры распределения максимальных напряжений по высоте зуба, изношенного на 30% (для растянутой зоны).

Как видно из рис. 1, а максимальные суммарные напряжения в опасном сечении не на много отличаются от максимальных суммарных напряжений в опасном сечении неизношенного зуба, и они остаются близкими между собой как ниже, так и выше околополюсной зоны.

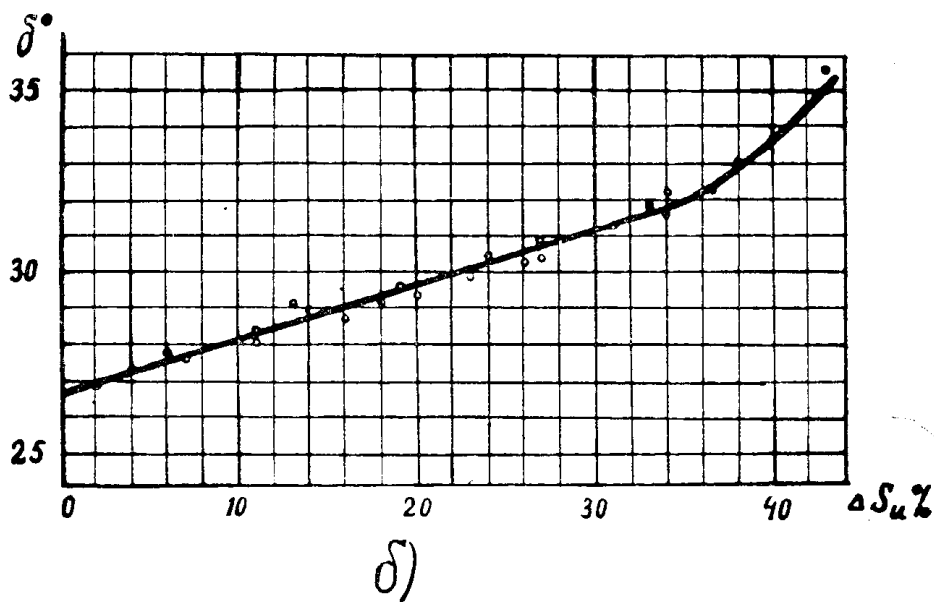
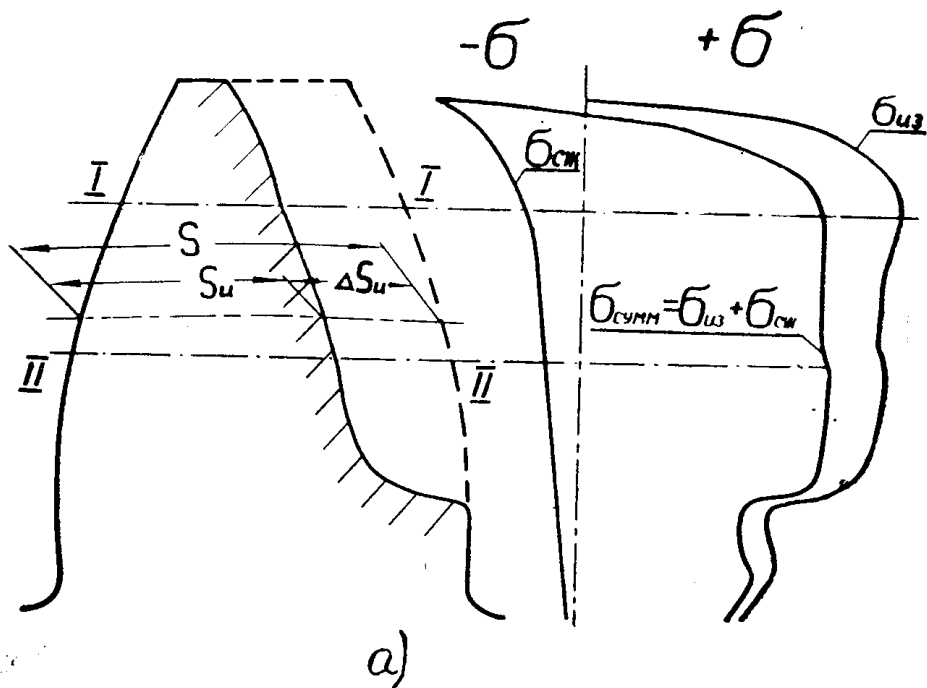


Рис. 1. Распределение напряжений по высоте изношенного зуба и график изменения угла давления при износе.

При износе более 35% расчетное опасное сечение перемещается к самой вершине головки зуба, так как резко уменьшается поперечное сечение головки зуба.

Для подтверждения полученных выводов о расчетных напряжениях в опасных сечениях изношенных зубьев нами был применен поляризационно-оптический метод исследования суммарного напряжения на

прозрачных моделях из изотропного материала. Модели зубьев изготовлялись из оптически чувствительного материала ЭД-6 толщиной 5 и 7 мм. После отжига и окончательной обработки модели зубьев из эпоксидной смолы нагружались с помощью специального приспособления постоянной нормальной силой. Приспособление имело специальное устройство, с помощью которого изменялся угол давления в соответствии с графиком, приведенном на рис. 1, б. Сила нормального давления определялась расчетом и замерялась при опытах динамометром часового типа. Модели нагруженных зубьев просвечивались на поляризационной установке и картины нагруженных состояний моделей фотографировались. Для получения черно-белого изображения картин напряженных состояний применялся специальный жидкостный светофильтр.

Для сравнения картин распределения напряжений нами были использованы как модели изношенных зубьев, так и модели неизношенных эвольвентных зубьев.



Рис. 2. Нагруженный новый зуб колеса из оптически активного материала в поляризованном свете.

На рис. 2 показан нагруженный зуб, изготовленный из оптически активного материала и имеющий эвольвентный профиль. Темные полосы-изохромы представляют собой геометрические места точек, в которых разность главных напряжений постоянная по величине. По числу полос, прошедших через точки наружного контура зуба при постепенном его нагружении, можно определить суммарные напряжения в любой точке контура. Как можно видеть из рис. 2, у основания зуба в месте переходной кривой через точки профиля прошло наибольшее число изохром и они расположены наиболее густо. Это указывает на расположение опасного сечения в начале переходной кривой зуба и наличии концентрации напряжений в месте переходной кривой зуба. Максимальные суммарные напряжения в сжатой зоне на 40% больше, чем в ра-

стянутой зоне. Место расположения опасного сечения на картинах напряженного состояния зуба точно совпадает с расчетным положением опасного сечения.

На рис. 3. показаны нагруженные зубья с разной степенью износа. Картины напряженного состояния изношенных зубьев отличаются от картины неизношенного зуба тем больше, чем больше износ зубьев.

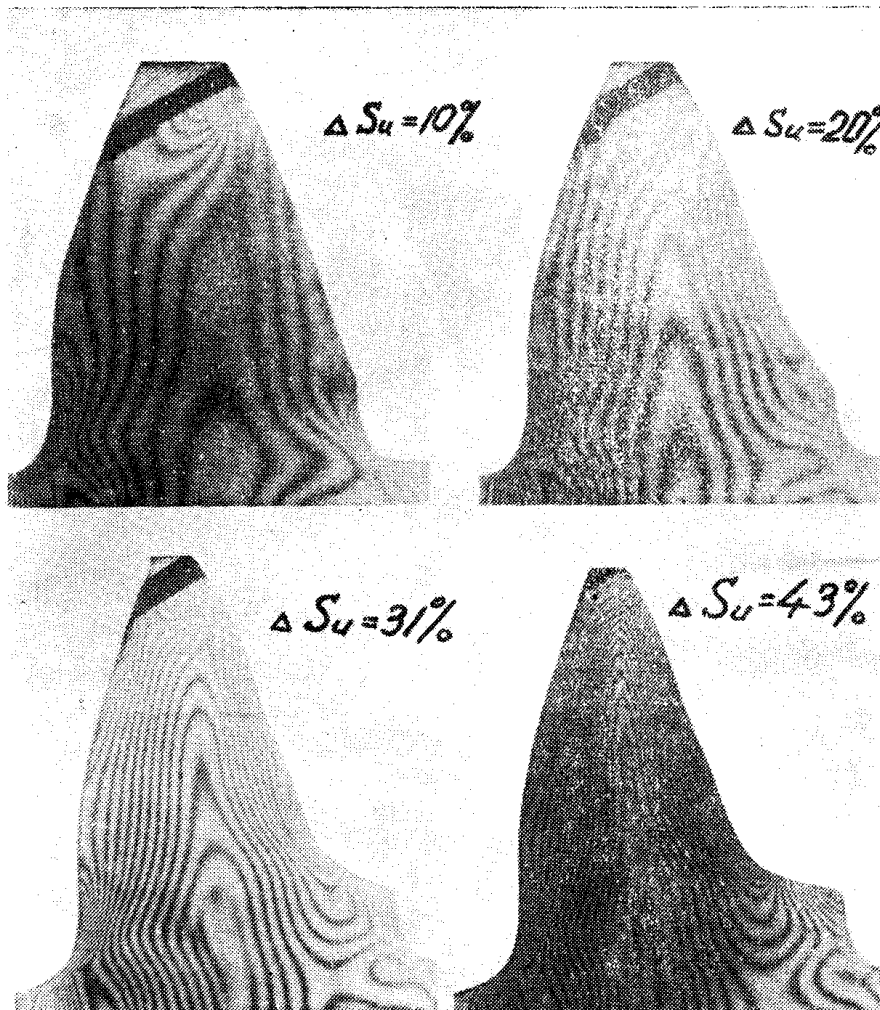


Рис. 3. Нагруженные изношенные зубья колес из оптически активного материала в поляризованном свете.

Из рис. 3 видно, что при износе до 10% напряженное состояние изношенного зуба почти не отличается от напряженного состояния неизношенного зуба. Максимальные суммарные напряжения как в растянутой зоне, так и в сжатой зоне остались неизменными, и концентрация напряжений имеет место в начале переходной кривой зуба.

Опасное сечение зуба не изменило своего положения и точно соответствует положению, выявленному расчетом.

При износе зуба на 20% максимальные суммарные напряжения в растянутой зоне увеличиваются всего на 6—8% и имеют место уже на двух участках растянутого контура. Напряжения по контуру распределяются более равномерно, а концентрация напряжений в месте переходной кривой имеет большую величину, чем на изношенных участках

профиля. Максимальные суммарные напряжения в сжатой зоне увеличились на 15%. Положения опасных сечений довольно точно совпадают с расчетными данными.

У зубьев, имеющих износ от 20 до 30%, максимальные суммарные напряжения увеличились не более, чем в 1,5 раза. Картины напряженных состояний зубьев, имеющих износ от 20% и выше, сильно отличаются от полученных расчетных данных. Согласно расчету опасное сечение зуба с увеличением износа постепенно перемещается к вершине зуба. Из картин напряженных состояний изношенных зубьев видно, что при износе зуба более чем на 20% на растянутом контуре появляются две ярко выраженные зоны концентрации напряжений. Максимальные суммарные напряжения на растянутом контуре имеют место в выкружке изношенной части ножки зуба.

При износе зуба, превышающем 30% и вплоть до износа, при котором возникает заострение головки зуба, местом наибольшей концентрации напряжений остается выкружка на изношенной части ножки зуба. Однако максимальные суммарные напряжения в сечениях всей головки зуба мало отличаются от максимальных суммарных напряжений в сечении, расположенном в месте выкружки изношенной части зуба. Отсюда следует вывод о том, что при значительных износах зубья могут ломаться не только в месте выкружки изношенной части ножки зуба, но и значительно выше выкружки. Такие поломки зубьев встречаются при эксплуатации зубчатых колес.

Интересно заметить, что у изношенных зубчатых колес, имеющих интенсивное выкрашивание, имеют место поломки зубьев не только в месте выкружки изношенной части ножки зуба, но и в местах интен-

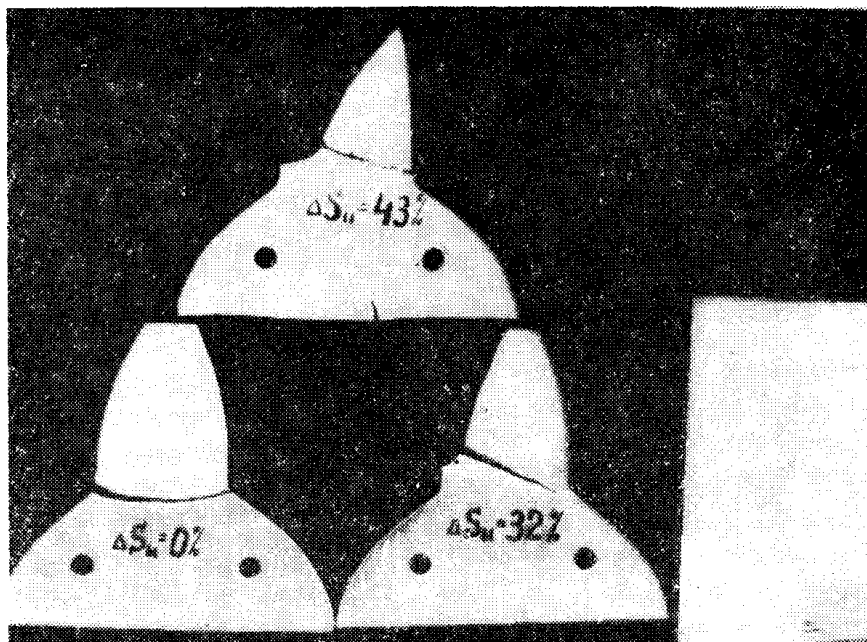


Рис. 4. Характер излома моделей изношенных зубьев.

сивного выкрашивания. По-видимому, выкрашивание не только ослабляет поперечное сечение зуба, но и создает еще дополнительные очаги концентраторов напряжений, которые являются причиной повышения максимальных суммарных напряжений в этих сечениях изношенного зуба.

Для определения места изломов изношенных зубьев нами было испытано ряд моделей зубьев при статической нагрузке. Модели зубьев

с модулем, равным 40 мм, отливались из алюминия и затем обрабатывались с торцовых поверхностей, чтобы получить зубья постоянной толщины. В качестве материала был выбран алюминий из следующих соображений: 1) значительно упрощается изготовление и обработка моделей зубьев; 2) можно получить зубья как пластичные, так и хрупкие, добавляя в сплав различное количество меди.

Алюминиевые модели зубьев устанавливались на специальное приспособление и нагружались на гидравлическом прессе до разрушения статической силой, приложенной к вершине зуба под углом давления. На рис. 4 показаны характерные изломы зубьев, имеющие разный износ. Неизношенные зубья ломаются в начале переходной кривой зуба. Сечение излома не является плоским, а имеет криволинейную форму.

Зубья, изношенные более чем на 20%, ломаются по наклонному плоскому сечению от места выкружки изношенной части ножки к месту переходной кривой на сжатой зоне зуба.

Полученный характер излома изношенных зубьев подтверждает картины напряженных состояний зубьев и показывает, что излом изношенного зуба происходит по наклонному плоскому сечению, проходящему через точки максимальных суммарных напряжений растянутой и сжатой зон.

### Выводы

1. По мере износа зубьев изменяются их профили, что приводит к изменению суммарных напряжений в опасном сечении изношенных зубьев.

2. При износе более 20% изменяется положение опасного сечения зуба. Опасное сечение от начала переходной кривой перемещается постепенно к головке зуба.

3. Излом изношенных зубьев ( $\Delta S_n > 20\%$ ), не имеющих зон интенсивного выкрашивания, происходит по наклонному плоскому сечению, проходящему через точки, максимальных суммарных напряжений в растянутой и сжатой зонах. В случае интенсивного выкрашивания возможна поломка изношенного зуба по сечению, расположенному в зоне выкрашивания. Таким образом, выкрашивание может быть косвенной причиной поломки зубьев.

4. Изгибная прочность зубьев зубчатых колес не снижается при износе примерно до 20%.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Добровольский В. А. и др. Детали машин. Машгиз, 1960.
2. Заславский В. И. Расчет зубчатых зацеплений на прочность и изнашивание по новому методу. Вестник инженеров и техников, № 3, 1936.
3. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. Машгиз, 1957.
4. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. Машгиз, 1954.
5. Сулимов А. К. К вопросу о расчете предельно допустимого износа и срока службы зубчатых передач. Научные записки Воронежского лесотехнического института, т. 16, 1959.
6. Семенов Ю. С. Результаты экспериментального исследования износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Известия Томского политехнического института, т. 108.
7. Часовников Л. Д. Передачи зацеплением. Машгиз, 1961.
8. Maschmeyer A. H. Wear Life of Aluminum Gears. Product Engineering, № 9, 1956.