Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова,
1986, т. 108

УДК 621.831

# ОПТИМИЗАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПАР ПО УРОВНЯМ НАПРЯЖЕНИЙ И УДЕЛЬНЫХ СКОЛЬЖЕНИЙ ЗУБЬЕВ НА БЛОКИРУЮЩИХ КОНТУРАХ

Н. И. ВАСИЛЬЕВ, И. П. ИВАНОВ

В практике проектирования зубчатых передач все больше внимания уделяется современным методам оценки качественных характеристик зацепления. Получает распространение автоматизация сложных расчетов геометрии, кинематики и особенно трудоемких расчетов на прочность зубчатых пар. Современные научные представления находят отражение в стандартах на основные параметры и характеристики, геометрические и прочностные расчеты зубчатых передач. Все это способствует повышению качества проектирования зубчатых передач, помогает полнее использовать резервы повышения их нагрузочной способности, прочности и долговечности. Вместе с тем, встречаются зубчатые передачи даже серийных машин с неудовлетворительными с современной точки зрения характеристиками.[x] Предупреждает неверные ориентировки в проектировании зацеплений и существенно упрощает анализ качественных и прочностных свойств зубчатых пар применение блокирующих контуров.

В зубчатых передачах современных горных машин особую важность приобрела прочность зубьев при изгибе, а также стойкость их против заедания и износа. Эти передачи, как правило, высоконапряженные, с высокими твердостями зубьев, но в большинстве своем с нешлифованными активными поверхностями зубьев. Поскольку передачи в целом не отличаются высокой точностью изготовления (обычно не точнее 10-й степени), то главную опасность представляют напряжения зубьев при изгибе. Контактирование негладких твердых активных поверхностей зубьев при больших удельных нагрузках сопровождается повышенным износом и склонностью к заеданию зубьев. Большие напряжения и опасность аварийных поломок зубьев вынуждают применять увеличенные модули, при которых возрастает отрицательная роль комплекса погрешностей изготовления, а при малом числе зубьев сильное влияние получает концентрация напряжений на переходных контурах.

[x] Например, удельные скольжения в зубчатом зацеплении горного сверла СР-3 явно выходят за рамки допустимых при малой толщине зубьев центральной шестерни по вершинам, не лучше зацепление ручной сверлильной машины, к тому же с интерференцией зубьев. В редукторе РМ-350 с передаточным числом 40,2 косозубые пары двух ступеней также не удовлетворяют требованиям по интерференции и удельным скольжениям.



121398

По данным Рудченковского рудоремонтного завода на 1981 г.[x] в выемочных и проходческих комбайнах усталостное выкрашивание образуется только на тех зубьях, у которых пятно контакта сдвинуто от центра и отпечаток занимает до 20–30 % площади зуба, при этом из анализа брака следует, что 80 % зубчатых колес выходят из строя по причине перекоса осей.

Основным показателем наибольших местных напряжений при изгибе зубьев является коэффициент $Y_F$, учитывающий форму зубьев. С учетом его проводятся расчеты зубьев на выносливость при изгибе, а также расчеты на малоцикловую выносливость зубьев и на их прочность при изгибе максимальной нагрузкой [1].

Наибольшие местные напряжения на переходном контуре зуба на стороне приложения нагрузки

$$\sigma_F = w_{Ft}\, Y_F / m , \qquad (1)$$

где $w_{Ft}$ – удельная расчетная окружная сила; $m$ – модуль.

По формуле (1) для сопряженных зубьев шестерни 1 и колеса 2, испытывающих действие удельной силы $w_{Ft}$, расчетные напряжения при изгибе находятся в соотношении

$$\sigma_{F1} / \sigma_{F2} = Y_{F1} / Y_{F2} . \qquad (2)$$

Переходя к допускаемым напряжениям с учетом конкретных материалов сопряженных колес, можно получить требуемые соотношения в коэффициентах $Y_F$. Соответственно при оценке выносливости зубьев должно учитываться различие в числах циклов перемены напряжений зубьев шестерни и колеса. В частности, при одинаковых материалах и твердостях зубьев (не менее 35 HRC) сопряженной пары для равнопрочности зубьев шестерни и колеса с учетом передаточного числа $u$ требуется выдерживать соотношение

$$Y_{F2} / Y_{F1} = \sqrt[9]{u} . \qquad (3)$$

Отметим, что соотношение (3) обычно не удается обеспечить. И лишь комбинированное смещение профилей зубьев [4] позволяет удовлетворить это требование в широком диапазоне передаточного числа.

Для сравнения прочности зубьев двух различных зубчатых колес, подверженных действию одинакового крутящего момента, удельную окружную силу в формуле (1) представим как

$$w_{Ft} = 2 T_F / (m z b_w) , \qquad (4)$$

где $T_F$ – крутящий момент; $z$ – число зубьев; $b_w$ – рабочая ширина. Тогда по формуле (1)

$$T_F = 0{,}5 \sigma_F\, b_w\, z\, m^2 / Y_F . \qquad (5)$$

---

[x] В. К. Ч е р н ы х е в и ч. Повышение надежности выемочных комбайнов. – Отчет о проведении научно-производственного совещания по повышению технического уровня, качества и надежности основных видов ГПО на Горловском машиностроительном заводе им. С. М. Кирова.

При равенстве крутящих моментов двух сравниваемых зубчатых колес с числами зубьев $z'$ и $z$ получаем

$$\sigma'_F / \sigma_F = b'_w z' m'^2 Y'_F / (b_w z m^2 Y_F) . \qquad (6)$$

Одинаковая напряженность зубьев сравниваемых зубчатых колес будет при соотношении коэффициентов

$$Y'_F / Y_F = b'_w z' m'^2 / (b_w z m^2) . \qquad (7)$$

Приведенные зависимости, особенно формулы (2), (3) и (7), часто приходится применять в оценках вариантов расчетов прочности зубьев зубчатых пар. При этом практически необходим соответствующий блокирующий контур с линиями уровней напряжений и удельных скольжений для быстрой и правильной оценки свойств проектируемой передачи.

Двухмерный блокирующий контур, ограничивающий область кинематического существования зубчатого зацепления, может одновременно служить показателем уровней относительных напряжений в зубьях. Для этого предварительно необходимо выполнить соответствующие расчеты коэффициентов $Y_F$, представляющих собой весьма сложные функции от числа зубьев, параметров производящего контура, смещения его при нарезании зубьев [3]. Далее рассчитанные значения следует распределить по уровням в системе координат, осями которой являются коэффициенты смещений $x_1$ шестерни и $x_2$ колеса зубчатой пары.

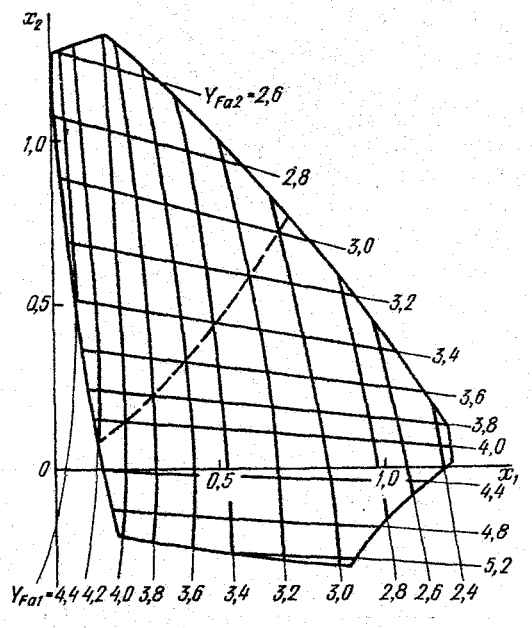



Рис. 1. Блокирующий контур зубчатой пары $z_1$ и $z_2$ с линиями уровней напряжений зубьев при изгибе

На рис.I блокирующий контур зубчатой пары с числами зубьев $z_1$ = I2 и $z_2$ = I6 представлен с линиями уровней относительных напряжений $Y_{Fa1}$ зубьев шестерни и $Y_{Fa2}$ зубьев колеса, рассчитанных на ЭВМ. Здесь $Y_{Fa}$ – коэффициенты, учитывающие форму зуба с фактической высотой (в отличие от коэффициентов $Y_F$, определяемых при высоте зуба, равной 2,25 $m$, что не выполняется в зацеплениях с суммой смещений, отличной от нуля). При $w_{Ft}$ = I и $m$ = I $Y_{Fa} = \sigma_F$. Пунктиром показана линия одинаковых значений $Y_{Fa1} \approx Y_{Fa2}$ (одинаковых напряжений) для зубьев шестерни и колеса.

При такой загрузке блокирующих контуров становится возможным анализ напряженности зубьев передач всей трансмиссии

привода с представлением нагрузок, изменяющихся соответственно передаточным отношениям по ступеням зубчатых пар. В последующем целесообразно выработать нормы передаваемого удельного крутящего момента в зависимости от межосевого расстояния зубчатой пары применительно к горным машинам. Отметим, что блокирующий контур содержит и известную информацию по контактной напряженности активных поверхностей зубьев, так как прямые с постоянными значениями коэффициентов суммы смещений $x_\Sigma = x_1 + x_2$ соответствуют определенным значениям угла зацепления, определяющего контактные напряжения.

Известна роль удельных скольжений в оценке такой важной характеристики зубчатого зацепления, как износостойкость зубьев. С уменьшением абсолютных значений удельных скольжений снижаются склонность к заеданию активных поверхностей, износ и потери на трение. Предпочтительно проектировать зацепление с выравненными удельными скольжениями в нижних точках активных профилей зубьев шестерни и колеса $\vartheta_{p1} \approx \vartheta_{p2}$ [2].[x]

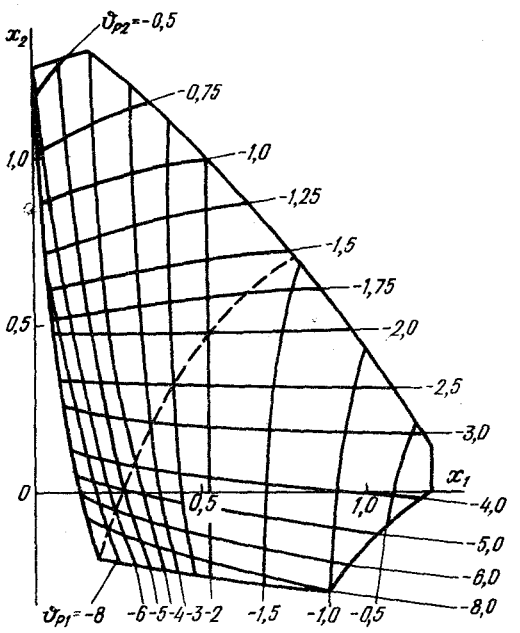



Рис.2. Блокирующий контур зубчатой пары $z_1$ и $z_2$ с линиями уровней удельных скольжений в нижних точках активных профилей

На рис.2 блокирующий контур содержит рассчитанные уровни удельных скольжений в нижних точках активных профилей зубьев пары колес с $z_1$ = 12 и $z_2$ = 16. Пунктиром показана линия выравненных удельных скольжений зубьев шестерни и колеса ($\vartheta_{p1} = \vartheta_{p2}$).

Освоены также расчеты по загрузке блокирующих контуров линиями уровней напряжений с приложением нагрузки в верхней точке однопарной зоны профиля, что существенно для зубчатых пар с повышенной точностью исполнения. Кроме того, выполнены загрузки ряда контуров линиями уровней напряжений в зубьях с учетом угла трения в зацеплении, что имеет значение в первую очередь для открытых зубчатых пар, работающих с повышенным трением. Сравнение напряжений при этом показывает, что при ограни-

[x] Требования к соотношениям $\vartheta_{p1}$ и $\vartheta_{p2}$ теоретически неоднозначны. Для открытой крупномодульной передачи может быть существенным снижение потерь на трение в зацеплении, чему соответствует положение полюса зацепления посередине активной длины зацепления. В закрытой косозубой паре бо́льшая часть активной длины зацепления должна быть заполюсной с целью повышения контактной выносливости зубьев.

ченных запасах выносливости или прочности зубьев при изгибе пренебрежение трением в зацеплении становится опасным, особенно для зубьев шестерни.

Приведенные представления о возможной информативности блокирующих контуров пока осложняются лишь трудоемкостью расчетов уровней напряжений. В остальном же подобные блокирующие контуры для проектирования и анализа зубчатых пар вполне полезны. Так, известны трудности в проектировании компактных зубчатых передач буровых механизмов, применяемых при бурении и эксплуатации скважин, из-за жестких ограничений габаритных размеров. Использование блокирующего контура по рис.I и 2 с линиями уровней напряжений и удельных скольжений позволило спроектировать приемлемый планетарный редуктор колонкового электромеханического бурового снаряда, подвешиваемого на грузонесущем кабеле и предназначенного для бурения ледовых отложений. Как показали ресурсные испытания редуктора, при достаточной изгибной прочности зубьев обеспечивается удовлетворительная износостойкость их активных поверхностей при требуемой долговечности.

Следует отметить, что комбинированное смещение производящего контура, при котором реализуется как радиальное, так и тангенциальное его смещение [5], существенно расширяет возможности проектирования работоспособного зацепления. В работе [4] показано, что применительно к зубчатым парам с твердостью зубьев не менее 35 HRC и проектной долговечностью не менее 35 тыс.ч комбинированное смещение позволяет повышать прочность зубьев в среднем в полтора раза (при больших передаточных числах и более) по сравнению с прочностью зубьев таких же зубчатых пар без смещений и в тех же межосевых расстояниях. При этом двухмерный блокирующий контур также информативен, но лишь при каждом частном значении коэффициента суммы тангенциальных смещений $x_{\tau\Sigma}$. Трехмерный блокирующий контур в виде объемной фигуры с осями $x_1$, $x_2$ и $x_{\tau\Sigma}$ был бы слишком сложным.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. М., Изд-во стандартов, 1982.

2. ГОСТ 16530-70 – ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые. М., Изд-во стандартов, 1978.

3. Иванов И.П., Васильев Н.И. Расчеты коэффициентов формы корригированных зубчатых колес. – Зап. ЛГИ, 1975, т. 69, вып. 1.

4. Иванов И.П. Сравнительная оценка прочности зубьев передач с комбинированным смещением. М., изд. НИИмаш, 1983.

5. Иванов И.П. Зубчатые передачи с комбинированным смещением профилей зубьев. М., изд. НИИмаш, 1981.