Записки Ленинградского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 126. Л., 1991

УДК 621.833.1

ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

И.П.ИВАНОВ

Крупномодульные зубчатые передачи получили широкое применение в тяжелом и транспортном машиностроении, в горных, строительно-дорожных машинах, в аппаратах химической промышленности. Открытые зубчатые пары применяют в шагающих экскаваторах с модулем зубьев, равным 30 мм, в передачах приводов рудоразмольных мельниц с модулем до 40 мм; в венцовых зацеплениях приводов серийных цементных печей принят модуль 45 мм, а в самых крупных даже 60 мм.

Обычно при модуле зубьев 25 мм зубья зубчатых колес нарезают фрезерованием межзубовых впадин дисковыми и пальцевыми фрезами методом копирования профилей зубьев с пошаговым делением при обработке впадин. Естественно, при такой технологии производства неизбежны ограничения по экономически целесообразной точности изготовления зубчатых колес и передач в целом. Например, в ПО "Волгоцеммаш", располагающем хорошими станками для нарезания зубьев больших цилиндрических зубчатых колес, при диаметрах колес более 8 м нарезание зубьев выполняют по 9-й степени точности. Обычно же крупномодульные зубчатые передачи производят с более низкой точностью. В таких передачах максимальные напряжения при изгибе зубьев возникают в момент приложения нагрузки к верхней кромке соответствующего профиля зуба шестерни или колеса.

В открытых передачах при ненадежной очистке зубьев и без защиты зацепления от внешней среды и со скудной смазкой большое влияние в формировании напряжений зубьев при изгибе получают силы трения. В работе [1] допускается возможным коэффициент трения в зацеплении $f \geq 0{,}14$ с соответствующим углом трения $\rho = arctg f \geq 8^{\circ}$. Для сравнения отметим, что при нормальных условиях работы закрытых передач обычно в расчетах принимают [5] $f = 0{,}03$–$0{,}1$ а при особо неблагоприятных условиях полагают $f = 0{,}12$–$0{,}14$. В исследованиях [2] для зацеплений открытых зубчатых пар имеются в виду очень большие коэффициенты трения (отмечается, что при работе без смазки в зацеплении могут достигаться значения $f = 0{,}6$–$0{,}8$).

В определенных условиях может проявляться повышенный износ зубьев в зацеплении. Негативные влияния отмеченных факторов усугубляются обычно большими передаточными числами открытых зубчатых пар при малых числах зубьев ведущих шестерен.

Промышленное распространение крупномодульных зубчатых передач не обеспечивалось своевременными теоретическими разработками по ряду важных задач. Оставалась неосознанной и неучитываемой в напряженности зубьев особенность их профилирования при нарезании зубьев методом копирования впадин. Остановимся на учете этой особенности крупномодульных передач в расчетах напряжений при изгибе зубьев.

Обычно расчет напряжений при изгибе зубьев эвольвентных передач выполняют по стандартной методике для обкатных зубьев (например, по ГОСТ 21354-87). Но при профилировании зубьев колес копированием впадин, применяемом в крупномодульных зубчатых передачах, толщины зубьев в расчетном опасном сечении и радиус кривизны переходного контура зуба иные, чем при нарезании обкаткой производящим реечным контуром. Это на численных примерах показано в работе [4] расчетами напряжений зубьев колес с профилированием их копированием впадин и обкаткой производящим реечным контуром. Расчеты максимальных местных напряжений на переходном контуре зуба предусматривают расчетный поиск положения соответствующего плоского ломаного сечения зуба с регистрацией координат точек его контура. Аналитические зависимости для напряжений при изгибе зуба, учитывающие положение точки приложения силы к зубу, исходные параметры производящего контура, смещение его относительно номинального положения, возможную неравноделенность шага, а также угол трения в зацеплении, достаточно сложны [3]. Поэтому реальный расчет напряжений выполняем на ЭВМ, предоставляющей возможность количественной оценки влияния каждого параметра на напряжения зубьев (при условии, что соответствующие расчетные программы разработаны).

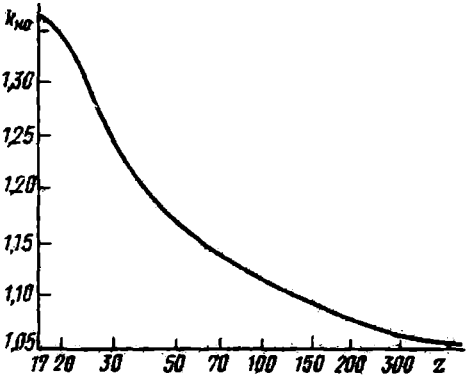


Рис.1. Соотношение напряжений при изгибе копируемых и обкатных зубьев колес со стандартными параметрами исходного контура

В практике применения крупномодульных зубчатых колес с нарезанием зубьев методом копирования профилей обычно используют режущие инструменты без смещения их относительно номинального положения при нарезании зубьев колес. Как отмечалось выше, прочностные расчеты таких зубьев выполняют по тем же расчетным зависимостям, что и для обкатных зубьев, а это не соответствует реальным формам зубьев на переходных участках их высот. Выполненные расчеты показали (рис.1), что напряжения при изгибе зубьев, нарезанных копированием впадин со стандартными параметрами исходного контура, больше напряжений зубьев, нарезанных обкаткой во всем диапазоне применяемых чисел зубьев, причем это увеличение напряжений обратно пропорционально числу зубьев z и при $z \leq 25$ составляют более 30 %. В работе [3] показано, что при обычных (радиальных) смещениях копируемых

зубьев разница в напряжениях их при изгибе по сравнению с напряжениями обкатных зубьев может быть еще большей.

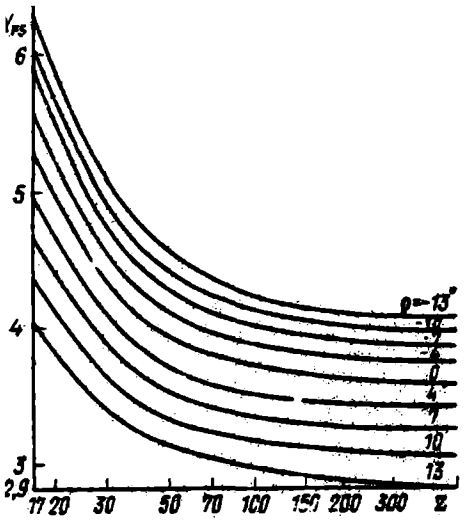


Рис.2. Зависимость коэффициентов, учитывающих форму зубьев и концентрацию напряжений при изгибе, от угла трения в зацеплении зубчатых колес, нарезаемых методом копирования

На рис.2 даны рассчитанные по плоским ломаным сечениям [3] коэффициенты Y_{FS}, учитывающие форму зубьев и концентрацию напряжений при изгибе, для зубчатых колес, нарезаемых копированием впадин режущим инструментом со стандартными исходными параметрами без смещений в большом диапазоне чисел зубьев. Эти коэффициенты пропорциональны максимальным местным напряжениям на растягиваемых переходных контурах при изгибе зубьев (представляют собой с иничное напряжение зубьев при изгибе). Для возможности учета сил трения в зацеплении на напряжения зубьев коэффициенты Y_{FS} представлены графиками при различных углах трения, при этом для ведущих зубьев шестерен угол трения в зацеплении $\rho < 0$, а для ведомых зубьев колес $\rho > 0$.

К сожалению, нет достоверных данных по величинам углов трения в зацеплениях открытых зубчатых пар при различных условиях работы и обеспечения зацепления смазкой. Однако, с учетом разных источников, можно полагать, что в открытой зубчатой паре угол трения в зацеплении не менее 7–8°. Даже в закрытой зубчатой передаче при работе зацепления в масляной ванне [6] угол трения в зацеплении при нормальных условиях составлял $\sim 4^0$.

Из анализа данных рис.2 следует, что разница в напряжениях при изгибе зубьев шестерни с учетом сил трения при угле трения $\rho \leq 13^0$ по сравнению с напряжениями без учета трения может быть ± 20 %. Ясно, что пренебрежение силами трения в прочностных расчетах передач привело бы к недооценке напряженности зубьев шестерен и к завышенности напряжений зубьев колес. Итак, с разработкой теоретических основ прочностные расчеты крупномодульных зубчатых передач с нарезанием зубьев копированием впадин следует вести на более достоверной расчетной основе, отражающей особенности формы в контурах зубьев колес.

Разработанная методика [3] предусматривает расчеты напряжений зубьев и при модифицированных параметрах производящего контура. В частности, применение тангенциальных смещений зубчатых профилей (это лучше комбинированных смещений – сочетаний радиальных и тангенциальных) во многих отношениях

целесообразно и для крупномодульных передач. Реализация смещений профилей в этом случае осуществляется просто в проектировании режущих инструментов, так что даже технология нарезания зубьев при этом не изменяется. Этот способ комбинированного смещения применен для венцовых зацеплений ПО "Волгоцеммаш".

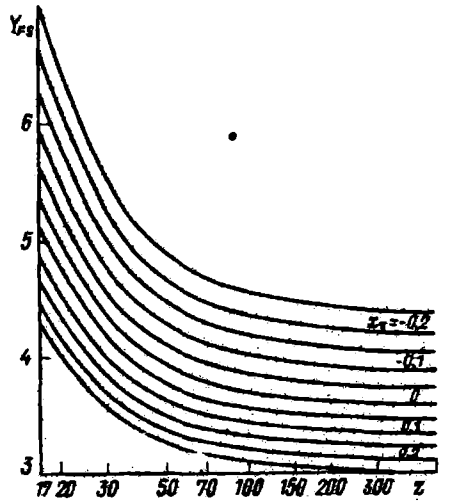


Рис.3. Зависимость коэффициентов, учитывающих форму зубьев и концентрацию напряжений при изгибе, от коэффициента изменения расчетной толщины зубьев колес, нарезаемых методом копирования впадин

На рис.3 даны графики коэффициентов Y_{FS}, рассчитанных для копируемых зубьев колес при исходном контуре со стандартными параметрами, но с неравноделенностью шага $\pm x_\tau m$, где x_τ – коэффициент изменения расчетной толщины зуба соответствующего зубчатого колеса (тангенциального смещения). Эти расчеты показывают, как неравноделенность шага влияет на напряжения при изгибе зубьев.

Отметим, что коэффициент x_τ отражает степень влияния изменения делительной толщины зуба $\Delta s_\tau = x_\tau m$ на его напряжения при изгибе соответствующей неравноделенностью шага производящего контура. Величину $x_\tau < 0$ можно реализовать и производящим контуром со стандартными параметрами непосредственным тангенциальным смещением относительно нарезанных без такого смещения зубьев колеса с дополнительным зубофрезерным проходом по одной любой стороне зубьев.

Рассмотренная оценка прочности зубьев колес представлена применительно к стандартным параметрам исходного контура. Однако крупномодульные зубчатые колеса, как правило, нарезают с попаговым делением дисковыми и пальцевыми фрезами с большим расходом (особенно пальцевых фрез из-за быстрого износа). В большинстве случаев есть дополнительная возможность повышения прочности зубьев модификацией параметров производящего контура при проектировании фрез, предназначаемых для конкретного числа зубьев, например, увеличением радиуса скругления кромок. Разработанная методика расчетов зубчатых передач [3] универсальна с учетом рассмотренных аспектов и уже реализована в программах для ЭВМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. М.: Машиностроение, 1962.

2. Долгежаль В.А. Прочность зубчатых передач. М.: МАШГИЗ, 1958.

3. Иванов И.П. Зубчатые передачи с комбинированным смещением: Основы теории и расчетов. Л.: Изд-во ЛГУ, 1989.

4. Иванов И.П. Напряжения зубьев колес, нарезаемых копированием впадин // Зап.ЛГИ, 1988. Т. 117.

5. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. М.-Л.: МАШГИЗ, 1957.

6. Повышение несущей способности механического привода / Под ред. проф. В.Н.Кудрявцева. Л.: Машиностроение, 1973.