

числу дискрет, выданных устройством ЧПУ по малой оси эллипса. При отработке дуги в пределах от 24 до 90° число циклов интерполяции равно числу дискрет по большой оси эллипса.

Л и т е р а т у р а

1. Кашгальян И.А., Кочергин А.И., Зайцев В.Б. Поддержание заданного закона изменения подачи на токарных станках с ЧПУ. – В сб.: Машиностроение. Мн., 1979, вып. 2.

УДК 621.833

О.В.Берестнев, канд. техн. наук (ИНДМаш АН БССР), И.В. Жук, инженер (ИНДМаш АН БССР), С.П.Руденко, инженер (ИНДМаш АН БССР), Е.С.Яцура, канд. техн. наук (БПИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЗУБЧАТЫХ ПАРАХ С ИСКУССТВЕННЫМИ КОНЦЕНТРАТОРАМИ

Развитие современного машиностроения требует дальнейшего повышения долговечности зубчатых передач и требований к их виброакустическим характеристикам.

Перспективным направлением поиска решений этих задач является создание конструкций зубчатых колес с упругими соединениями ободов и ступиц или повышенной упругой податливостью собственно зубчатых профилей за счет увеличения высоты зубьев или модификации их элементов. Увеличение упругой податливости зубчатых зацеплений позволяет снизить неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, улучшить динамику сопряжений зубьев и виброакустические характеристики передач в целом.

На рис. 1 представлена конструкция зубчатого колеса [1], впадины зубьев которого имеют канавки (искусственные концентраторы) со следующими геометрическими параметрами: глубина $H = (0,167...0,667)m$; радиус у вершины $r = (0,1...0,3)m$, где m – нормальный модуль зацепления. Угол профиля канавки равен двойному углу профиля исходного контура зубчатого колеса. Переход боковой поверхности концентратора в поверхность галтели впадины зуба выполнен также по некоторому радиусу R .

Для определения оптимальной глубины канавки была произведена оценка напряженного состояния модели зуба колеса,

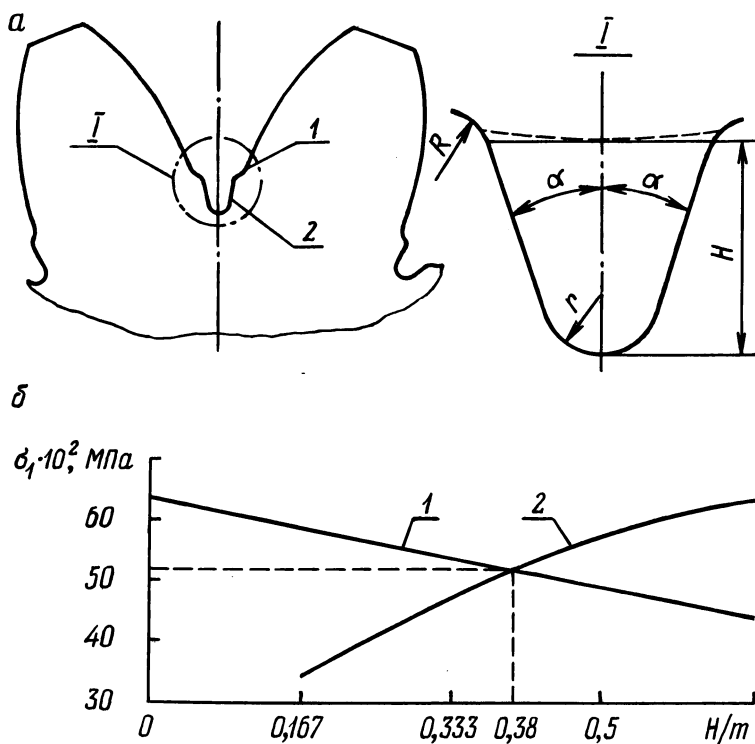


Рис. 1. Зубчатое колесо с искусственным концентратором (а) и распределение напряжений (б): 1 – в галтели зуба; 2 – в галтели канавки.

имеющего следующие параметры: число зубьев $z = 45$, модуль $m = 3$ мм, угол профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$, угол наклона зубьев $\beta = 0^\circ$, коэффициент смещения $x = 0$, степень точности изготовления 7–В по ГОСТ 1643–72.

Расчет напряженного состояния производился методом конечных элементов (МКЭ) с использованием программы решения плоской задачи теории упругости [2]. При этом особенностью определения напряженного состояния зубчатых колес с помощью МКЭ является то, что: при зацеплении зубчатых колес обод находится в деформированном состоянии; расчету подвергается модель зубчатого колеса, представляющая собой пластину единичной толщины с одним зубом и прилегающей к нему областью прямоугольной формы высотой $3m$ и длиной $6m$; учитывая, что наиболее опасными в зубчатых передачах являются максимальные растягивающие напряжения на контуре зуба, аппроксимация

границ контура зуба, особенно в местах предполагаемой концентрации, проводилась с максимальной тщательностью.

С учетом указанных особенностей для пяти моделей зуба был произведен расчет максимальных растягивающих напряжений на контуре и величин перемещений точек, лежащих на вершинах зуба. Модель зуба без концентратора принята за эталонную, а остальные четыре модели имели канавки глубиной 0,167 м; 0,333 м; 0,5 м; 0,667 м и радиус $r = 0,1$ м. На рис. 1 приведены результаты расчета напряжений от нагрузки 1 кН, приложенной нормально к эвольвенте у вершины зуба.

Из графика (рис. 1) видно, что при глубине канавки около 0,38 м наблюдается равенство максимальных растягивающих напряжений в галтелях зуба и канавки, причем максимальные значения напряжений в галтелях зуба на 24% ниже, чем у эталонной модели. При $H \geq 0,38$ м вследствие увеличения плеча изгибающей силы и уменьшения площади зуба в опасном сечении зона максимальных растягивающих напряжений смещается в галтель канавки.

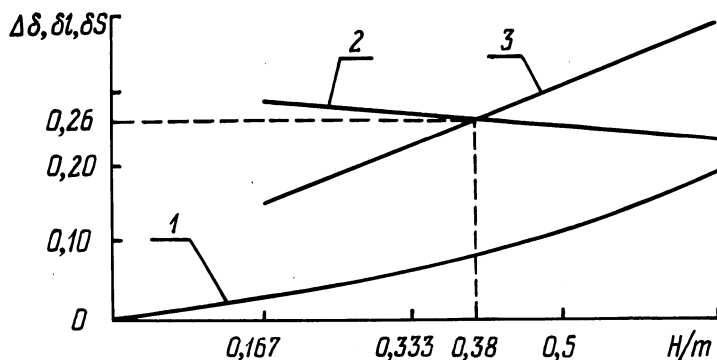


Рис. 2. Зависимости приращений: 1 — перемещений вершины зуба; 2 — толщины зуба у галтели концентратора; 3 — плеча изгибающей силы от глубины канавки.

Одновременно с понижением напряжений в галтели зуба происходит увеличение перемещений вершины зуба δ (кривая 1, рис. 2), что свидетельствует об увеличении их податливости. При $H = 0,38$ м перемещение вершины зуба на 7% больше, чем у эталонной модели. Увеличение податливости зуба приводит к повышению равномерности распределения нагрузки по длине контактных линий и уменьшению интенсивности динамического взаимодействия.

Эти выводы подтверждаются и расчетами по известным методикам расчета зубьев на изгиб. Например, по методике Д.Н.Решетова [3], зависимость для расчета номинальных напряжений в опасном сечении зуба имеет вид:

$$\sigma_{F \text{ ном}} = \frac{Q}{b \cdot S} \left(\frac{6 \cdot \cos \alpha_a \cdot l}{S} - \sin \alpha_a \right), \quad (1)$$

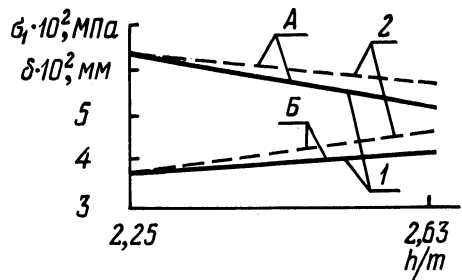
где Q – сила взаимодействия между зубьями; b – рабочая ширина зубчатого колеса; α_a – угол у вершины зуба; S – толщина зуба в опасном сечении у корня зуба; l – плечо изгибающей силы.

При расчете номинальных напряжений в области канавки выражение (1) примет вид:

$$\sigma'_{F \text{ ном}} = \frac{Q}{b \cdot (S + \Delta S)} \left[\frac{6 \cdot \cos \alpha_a (l + \Delta l)}{S + \Delta S} - \sin \alpha_a \right], \quad (2)$$

где $\Delta S = S' - S$ и $\Delta l = l' - l$ – соответственно приращения толщины зуба и плеча изгибающей силы; здесь S' – толщина зуба в области канавки и l' – плечо изгибающей силы для сечения S' .

Рис. 3. Напряжения в опасном сечении (А) и перемещения вершины зуба (Б) зубчатых колес: 1 – с концентратором ($H=0,38 m$); 2 – с $h_a^*=1,15$.



Из анализа выражения (2) и результатов расчета (рис. 2) следует, что при $H = 0,38 m$, т. е. когда $\delta l \approx \delta S$, где δl и δS – относительные приращения плеча изгибающей силы и толщины зуба, достигается максимальное снижение номинальных напряжений изгиба (при неизменных значениях величин Q и α_a). В этом случае величина номинальных напряжений снижается по сравнению с эталонной моделью на 26%.

При увеличении глубины канавки больше, чем $0,38 m$, эффективность снижения напряжений резко уменьшается вследствие быстрого роста напряжений в галтели канавки.

Концентратор глубиной меньше $0,38m$ не оказывает влияния на положение опасного сечения, а лишь перераспределяет напряжения в галтели в сторону их уменьшения.

МКЭ был произведен расчет напряженного состояния модели зуба зубчатого колеса с параметрами исходного контура: $m = 3$; $h_a^* = 1,15$; $c^* = 0,33$; $\alpha = 20^\circ$. Результаты расчета приведены на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что напряжения в опасных сечениях зуба с концентратором ($H = 0,38m$) и зуба с увеличенной высотой ($h_a^* = 1,15$) ниже, чем у эталонной модели соответственно на 21 и 13%. При высоте зубьев $2,63m$ перемещения вершины зуба у зубчатого колеса с предложенным исходным контуром больше перемещений вершины зуба с концентратором на 12, а по сравнению с эталоном – на 19%.

Из вышеизложенного следует, что при высоте зуба ($2,6... 2,65$) m величины растягивающих напряжений в галтелях зуба с увеличенной высотой и зуба с искусственным концентратором ниже, чем напряжения в галтели эталонного колеса при существенном повышении податливости зубьев и, следовательно, равномерности распределения нагрузки по длине контактных линий.

Проведенные экспериментальные исследования статической изгибной прочности, изгибной и контактной выносливости зубьев опытных зубчатых колес (с искусственными концентраторами) подтверждают возрастание этих характеристик и перспективность предложенной конструкции.

Л и т е р а т у р а

1. Зубчатое колесо / И.И.Янков, С.П.Руденко, И.В.Жук и др. Положительное решение по заявке № 2699943/25-28. 2. Уманский С.Э. Алгоритм и программа триангуляции двухмерной области произвольной формы. – Проблемы прочности, 1978, № 6. 3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М., 1975.