

УДК 621.833

В.В. Иванов, канд. техн. наук, доц.,
Н.В. Андросюк, магистр,
Одес. нац. политехн. ун-т

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ИЗГИБНОЙ ПРОЧНОСТИ ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ И ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ

В.В. Иванов, Н.В. Андросюк. Порівняльний аналіз згинальної міцності циклоїдальних та евольвентних зубів. Розглянуто згинальне напруження в зубах, проведено аналіз міцності циклоїдальних та евольвентних зубів, побудовано кінцево-елементну модель циклоїдального і евольвентного зубчастого вінця в середовищі Mechanical Desktop 6.0, розраховано коефіцієнт форми зуба.

В.В. Иванов, Н.В. Андросюк. Сравнительный анализ изгибной прочности циклоидальных и эвольвентных зубьев. Рассмотрены изгибные напряжения в зубьях, проведен анализ прочности циклоидальных и эвольвентных зубьев, построена конечно-элементная модель циклоидального и эвольвентного зубчатого венца в среде Mechanical Desktop 6.0, рассчитан коэффициент формы зуба.

V.V. Ivanov, N.V. Androsyuk. Comparative analysis of bending strength of cycloidal and involute teeth. Bending stress is considered in teeth, and strength analysis of cycloidal and involute teeth is conducted, the finite-element model of the cycloidal and involute ring gear is built in software complex Mechanical Desktop 6.0, tooth form factor is calculated.

Широкое применение в современном машиностроении находят зубчатые колеса, изготавливаемые литьем, спеканием, штамповкой. Наряду со сталью для изготовления колес используют алюминий, металлический порошок, древопласты и пластмассы, в основном, капролон и текстолит. Значительное уменьшение доли зубчатых колес, изготавливаемых резанием, позволяет отказаться от обязательной привязки профиля колес к параметрам режущего инструмента — рейки, долбяка или червячной фрезы. Стальные зубчатые колеса в единичном и мелкосерийном производстве зачастую изготавливают на фрезерных станках с ЧПУ, используя при этом параметры эвольвентного зацепления, не предусмотренные стандартами. Таким образом, технологические ограничения, которые привели к повсеместному использованию эвольвентного зацепления, исчезают, и появляется возможность использования циклоидальных передач. В настоящее время наиболее широко такие передачи используются в насосах, гидромоторах, планетарно-цевочных редукторах, передачах приборов с передаточными числами более ста и др. Применение циклоидального зацепления в насосах позволяет повысить их производительность, так как объем перекачиваемой жидкости между впадинами циклоидальных зубьев больше, чем у эвольвентных.

В то же время, следует отметить такой недостаток циклоидального зацепления, как чувствительность к отклонениям межосевого расстояния. При изменении расстояния между центрами зубчатых колес в зацеплении эпициклоида и гипоциклоида становятся несопряженными. Эвольвентное зацепление свободно от отмеченных недостатков.

Для циклоидальных передач актуальным является расчет на изгибную прочность. Так как контактируют выпуклые и вогнутые части зубьев, обеспечена высокая контактная прочность зацепления. Существуют различные методы определения изгибной прочности. Универсальным является метод конечных элементов (МКЭ), который позволяет учесть все особенности геометрии зубчатых зацеплений, в том числе, и циклоидального, а также учесть конструктивные особенности обода зубчатого колеса. Именно с помощью МКЭ найдены напряжения и коэффициенты формы зуба для большинства эвольвентных зацеплений. В то же время примеры использования МКЭ для определения коэффициента формы циклоидальных зубьев, к сожалению, неизвестны.

Для возможности использования метода конечных элементов при расчете изгибных напряжений в циклоидальных передачах первоначально выполнено сравнение напряжений, полученных расчетом для эвольвентного зацепления разными авторами [2...5].

В качестве объекта сравнения выбрано зубчатое колесо со следующими геометрическими параметрами: количество зубьев $z = 20$, модуль $m = 10$ мм, ширина $b = 10$ мм, коэффициент смещения равен нулю, коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1,0$ и коэффициент радиуса галтели $c^* = 0,25$.

Для эвольвентного зубчатого колеса с такими геометрическими параметрами существуют следующие данные расчетов коэффициента формы зуба Y_F и напряжения в корне зуба σ_F : $Y_F = 4,52$ и $\sigma_F = 1530$ Н/мм² [2, 5]; $Y_F = 4,82$, $\sigma_F = 1630$ Н/мм² [4]. Приведенные данные согласуются со значениями ГОСТ 21354-75 — $Y_F = 4,1$. Проведенные расчеты циклоидального напряжения для того же значения усилия $F = 36000$ Н дали значения напряжения $\sigma_F = 1610$ Н/мм², а коэффициент формы зуба $Y_F = 4,5$.

Следующим этапом исследования является сравнение изгибных напряжений в корне эвольвентного и циклоидального зубьев. Для этого подобраны параметры циклоидального зацепления таким образом, чтобы конфигурации эвольвентного и циклоидального зубьев были максимально близкими.

Наиболее важными параметрами циклоидального зацепления являются радиусы начальных окружностей R , они же — основные окружности и радиусы вспомогательных (производящих) окружностей r — характеристики зубчатых колес. Малый радиус вспомогательной окружности снижает контактную прочность зубьев, и на практике отношение r/R редко бывает меньше 0,2. При отношении $r/R = 0,5$ ножка зуба колеса очерчена радиальными прямыми (часовое зацепление), что снижает изгибную прочность зуба, поэтому в силовых передачах максимальное значение отношения r/R принимают равным 0,4. Рекомендованное соотношение r/R находится в диапазоне $r/R = 0,2...0,4$ [6]. В указанном диапазоне r/R наиболее близким к эвольвентному является отношение $r/R = 0,2$.

Для сравнения напряжений в эвольвентном и циклоидальном зацеплениях особо важную роль играет точка, в которой определяются напряжения в корне зуба. Для сравнимости результатов напряжения рассчитывались в точке, место расположения которой определяется в соответствии с гипотезой А.В. Верховского о неискривляемости при изгибе ломаных плоских сечений, одно из которых расположено по касательной к переходной кривой у основания зуба [7].

Для этого были проведены следующие геометрические построения. Траектория действия силы, приложенной на вершине зуба, продлевалась до пересечения с осью зуба. Из точки пересечения направлялась касательная к галтели. Исследуемая точка находится в точке пересечения касательной и галтели. Значения напряжений для эвольвентного зацепления по ГОСТ 21354-75 рассчитаны именно в этой точке, что дает возможность сравнивать результаты и с данными стандарта.

Так как изгибные напряжения возникают не только в галтели зуба, находящегося в зацеплении, но и в галтелях соседних зубьев, в модель включали не только нагруженный зуб, но и соседние зубья. В качестве модели для исследования взят сектор зубчатого колеса с закреплением по части поверхности ступицы, ограниченной поверхностью втулки (рис. 1).

Сосредоточенное усилие прилагали на вершине зуба по нормали к соответствующей точке эпициклоиды. В реальном эвольвентном и циклоидальном зацеплениях углы наклона усилия, приложенного на вершине по нормали к поверхности зуба, будут различными. Для сравнимости результатов исследования принят угол наклона равный 30°. Тестовые расчеты и сравнение с результатами, полученными другими авторами, показали, что необходимо использование более мелкого шага разбиения у галтели зуба. Экспериментально установлено, что при шаге в $0,025m$ достигается высокая точность расчетов.

Элементы циклоидального и эвольвентного секторов с конечно-элементным разбиением представлены на рис. 2. В зоне галтели для большей точности результатов выбран более мелкий шаг разбиения. В ходе расчета методом конечных элементов в циклоидальном секторе определены напряжения в 260 узлах, а в эвольвентном — в 271 узле. После разбиения с более

мелким шагом в зоне галтели количество узлов, в которых определены напряжения, увеличивается и становится равным, соответственно, 292 и 314.

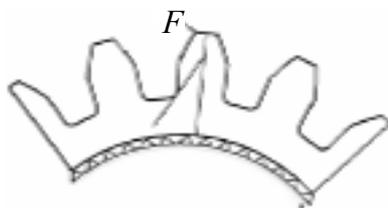


Рис. 1. Условия приложения нагрузки и закрепления сектора зубчатого колеса

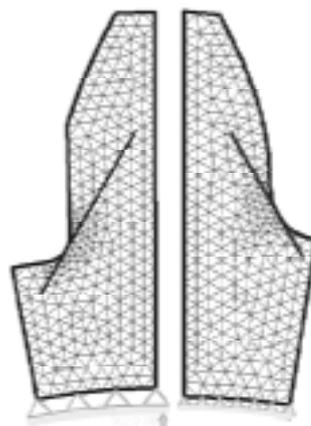


Рис. 2. Секторы эвольвентного и циклоидального зубчатого венца с разбиением у галтели зуба

Данная методика исследования циклоидального зацепления методом конечных элементов позволила провести сравнительный анализ циклоидальных зубьев с различным отношением r/R и впервые получить значения коэффициентов формы зуба. Установлено, что изгибная прочность исследуемых эвольвентного и циклоидального профилей близки, а напряжения для эвольвентного зуба составляют 40,9 МПа, для циклоидального — 39,7 МПа. Изгибная прочность циклоидальных зубьев уменьшается с увеличением отношения r/R . Так, при $r/R = 0,2$ $\sigma = 39,7$ МПа, при $r/R = 0,3$ $\sigma = 46,4$ МПа, при $r/R = 0,4$ $\sigma = 52,7$ МПа. При больших значениях r/R ($r/R = 0,5$ и более) изгибная прочность циклоидального зацепления резко падает, и такие передачи можно рекомендовать только для использования в приборных механизмах.

Литература

1. Иванов, В.В. Исследование изгибной прочности циклоидального зацепления / В.В. Иванов, Н.В. Андросюк // III Междунар. конф. “Стратегия качества в промышленности и образовании”. Т. I. — Варна, 2007. — С. 237 — 239.
2. Niemann, G. Maschinenelemente / G. Niemann, H. Winter, B. 2: Zweite völling neubearbeitete Auflage. — Berlin, 1983. — 375 s.
3. Linke, H. Stirnradverzahnung, Berechnung, Werkstoffe, Fertigung / H. Linke. — Munchen, 1996. — 763 s.
4. Albert, M. Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit – ein schwieriges Normungsproblem / M. Albert // Konstruktion. — 1987. — B. 39, h. 11. — S. 447 — 455.
5. Linke, H. Spannungskonzentration bei Verzahnungen / H. Linke // Maschinenbautechnik. — Berlin, 1983. — S. 174 — 182.
6. Кожевников, С.Н. Теория механизмов и машин / С.Н. Кожевников — М.: Машиностроение, 1973. — 591с.
7. Часовников Л.Д. Передачи зацепления. Зубчатые и червячные / Л.Д. Часовников — М.: Машиностроение, 1969. — 487 с.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. политехн. ун-та Становский А.Л.

Поступила в редакцию 22 апреля 2008 г.