

УДК 621.833.1

А. А. Ткачев, кандидат технических наук, доцент
Ижевский государственный технический университет

ПРОГНОЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Описан подход к автоматизированному проектированию эвольвентных цилиндрических передач (ЭЦП), позволяющий прогнозировать их основные свойства на раннем этапе проектирования, связанном с выбором коэффициентов смещения шестерни и колеса. Дается краткое описание САПР ЭЦП, разработанной на основе рассматриваемого подхода, и приводятся конкретные примеры проектирования передач с помощью данной САПР.

Ключевые слова: коэффициенты смещения шестерни и колеса, прогнозное проектирование передач, динамичный блокирующий контур

Введение

При проектировании зубчатых передач среди множества характеризующих их параметров часто удается выделить один или несколько ключевых, от которых зависят основные их характеристики. При этом появляется возможность решения ряда задач, например: 1) найти функциональную зависимость характеристик передачи от значений упомянутых ключевых параметров (предпочтительными являются аналитические зависимости); 2) обеспечить возможность определения (выбора) этих параметров на ранней стадии проектирования, в наиболее предпочтительном варианте – на стадии выбора исходных данных. Если эти задачи будут решены, то при проектировании, особенно автоматизированном, появляется интересная возможность: найдя те или иные значения ключевых параметров, можно сразу рассчитать величины основных характеристик проектируемой передачи, интересующих конструктора, и оценить их по каким-то заранее установленным критериям. Если результат этой оценки положителен, то можно считать, что ключевые параметры выбраны верно; в противном случае необходимо выбрать иные значения этих параметров и повторить вышеописанную процедуру.

Подобная методология проектирования фактически позволяет прогнозировать основные характеристики передачи на раннем этапе ее разработки. Для цилиндрических передач подобный подход удастся реализовать благодаря использованию так называемых блокирующих контуров [1] для рационального выбора коэффициентов смещения шестерни и колеса. Этап определения этих коэффициентов весьма важен, поскольку от их значений зависят почти все основные параметры передачи, и в то же время – и по этой же причине – он является одним из первых, начальных этапов проектирования. Фактически при сложившейся к настоящему времени практике проектирования (в том числе и автоматизированного) цилиндрических передач выбор коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 непосредственно примыкает к этапу формирования исходных данных на проектирование, а иногда и является частью этого этапа. Таким образом, коэффициенты смещения вполне годятся на роль тех самых ключевых параметров, о которых говорилось выше. Один из наиболее интересных методов выбора этих

коэффициентов максимально рациональным образом основан на применении блокирующих контуров.

Блокирующий контур зубчатой передачи

Идея блокирующего контура (БК) состоит в том, чтобы графически отобразить основные ограничения, соблюдение которых необходимо для кинематически правильной работы зубчатой передачи, в виде линий на координатной плоскости x_1, x_2 [2, 3].

На рис. 1 показан блокирующий контур для косозубой передачи с числами зубьев шестерни $z_1 = 18$, колеса $z_2 = 29$ и углом наклона зуба $\beta = 8^\circ$, имеющей исходный контур с параметрами: угол профиля $\alpha = 22^\circ 30'$; коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1,2$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho_f^* = 0,38$ (область, ограниченная блокирующим контуром, затенена). Линиями представлены ограничения: 1 – по коэффициенту торцового перекрытия ($\epsilon_\alpha = 1$); 2 и 3 – по заострению зуба соответственно шестерни ($s_{a1} = 0$) и колеса ($s_{a2} = 0$); 4 и 5 – по подрезанию для шестерни и колеса; 6 и 6' – по интерференции для шестерни (когда вершина зуба колеса «стремится» к внедрению в основание зуба шестерни); 7 и 7' – по интерференции для колеса (обратная ситуация). Заметим, что конфигурация блокирующего контура не зависит от модуля зацепления m .

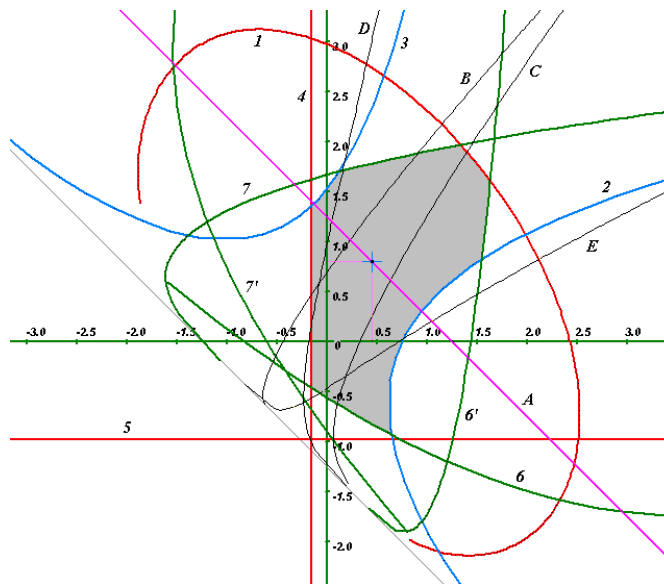


Рис. 1. Вид блокирующего контура цилиндрической передачи с линиями дополнительных показателей качества

Помимо линий, формирующих собственно блокирующий контур, могут быть рассчитаны и отображены на координатной плоскости x_1, x_2 линии, выражающие дополнительные показатели качества передачи. Таковыми, в частности, могут быть (рис. 1):

- линия B повышенной контактной прочности (максимальной плавности); интересные особенности этой линии подробно рассмотрены в [4];

- линия C выравнивания удельных скольжений в нижних точках активных профилей зубьев шестерни и колеса; выбор точки на этой линии позволяет выравнивать величины удельных скольжений, что, в свою очередь, приводит к снижению заедания и абразивного износа передачи [5];

- линии D и E , выделяющие внутри БК участки, обеспечивающие расположение полюса зацепления в зоне двупарного зацепления; благодаря этому удается повысить нагрузочную способность передачи не менее чем на 25 % [6].

Буквой A на рис. 1 отмечена прямая линия, имеющая уравнение $x_1 + x_2 = \text{const}$ и играющая важную роль в процессе практической работы с БК.

Система «Контур» и прогнозные аспекты проектирования передач

Применение блокирующих контуров позволяет решить проблему выбора коэффициентов смещения, но на практике сдерживается высокой трудоемкостью расчета линий, образующих блокирующий контур. Данная проблема решена путем разработки математического и программного обеспечения для расчета и отображения блокирующих контуров, явившегося, по существу, ядром созданной САПР цилиндрических передач «Контур». Описание основных принципов разработки и функционирования системы «Контур» дано в работах [7, 8, 9].

При работе с системой «Контур» пользователь вводит необходимые исходные данные и после расчета и отображения блокирующего контура получает возможность выбора точки (x_1, x_2) на координатной плоскости с помощью мыши, ориентируясь по линиям БК.

Уже на этой стадии проектирования реализуется прогнозный аспект, поскольку при выборе положения точки на координатной плоскости относительно различных линий БК можно, еще не имея количественных значений параметров передачи в этой точке, в первом приближении судить о рациональности выбора коэффициентов смещения по степени близости или удаленности точки от той или иной линии БК или линии одного из дополнительных показателей качества передачи. Этот аспект в САПР «Контур» усиливается благодаря тому, что значения некоторых основных, подлежащих первоочередной оценке параметров передачи рассчитываются и могут быть отображены на экране для каждого положения точки (x_1, x_2) на координатной плоскости, т. е. для каждой пары значений коэффициентов смещения x_1 и x_2 независимо от того, находится ли данная точка внутри или вне БК. Такой вариант работы позволяет проектировщику оперативно прогнозировать качество передачи по комплексу ее основных параметров, оставаясь фактически на одной из начальных стадий проектирования – на стадии выбора коэффициентов смещения.

Возможность объективного прогнозирования на данном этапе усиливается и благодаря концепции динамичного блокирующего контура (ДБК), достаточно подробно изложенной в работах [10, 11].

Примеры прогнозного проектирования

Пример 1. При заданных $z_1 = 23$; $z_2 = 45$; $m = 2$ мм; $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$; $\beta = 0^\circ$; $a_w = 68,5$ мм подобрать коэффициенты смещения так, чтобы достигался наибольший коэффициент торцового перекрытия: $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha\text{max}}$. Вид БК, соответствующего приведенным данным, показан на рис. 2. Видно, что условие $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha\text{max}} = 1,616$ достигается в точке a пересечения прямой A , соответствующей заданному

$a_w = 68,5$ мм, и линии B максимальной плавности. В этой точке $x_1 = -0,235$; $x_2 = 0,492$.

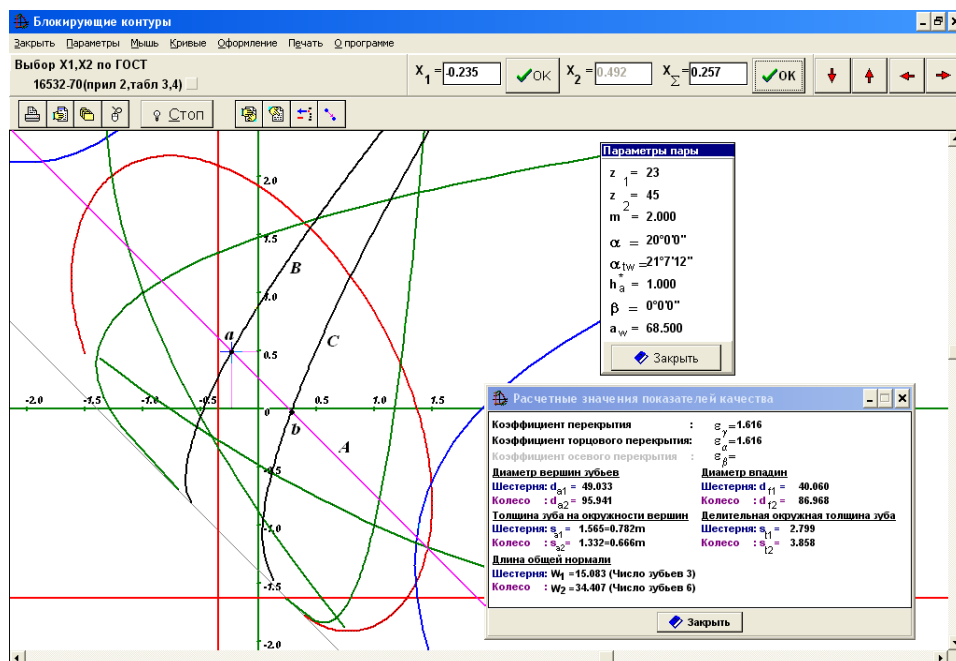


Рис. 2. Наибольший коэффициент торцового перекрытия: $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha\max}$ (точка a), минимальная опасность заедания и абразивного износа (точка b) при заданном межосевом расстоянии a_w

Пример 2. При тех же исходных данных найти x_1 и x_2 , при которых опасность заедания и абразивного износа минимальна.

Задача решается путем выбора искомой точки (x_1, x_2) на пересечении той же прямой A , что и в предыдущем примере, и линии C выравнивания удельных скольжений. Координаты точки b : $x_1 = 0,285$; $x_2 = -0,028$ (рис. 2).

Пример 3. При $z_1 = 34$; $z_2 = 47$; $m = 2,5$ мм; $\beta = 0^\circ$ и стандартных параметрах исходного контура (пример 1) выбрать коэффициенты смещения, обеспечивающие повышенную контактную прочность передачи.

Задача сводится к отысканию такого положения прямой $x_1 + x_2 = x_\Sigma$, чтобы коэффициент x_Σ был – при нахождении этой прямой в пределах БК – наибольшим. Указанному условию, очевидно, отвечает положение прямой (рис. 3); при этом $x_\Sigma = x_{\Sigma\max} = 2,28$ и одновременно $a_w = a_{w\max} = 106,17$ мм.

Из рис. 3 видно, что прямая линия A касается линии $\varepsilon_\alpha = 1,2$, являющейся элементом БК, в точке c . Можно показать, что эта точка является в то же время точкой пересечения линии $\varepsilon_\alpha = 1,2$ (рис. 3 – линия I) и линии максимальной плавности (линия B). В точке c $x_1 = 0,85$, $x_2 = 1,43$.

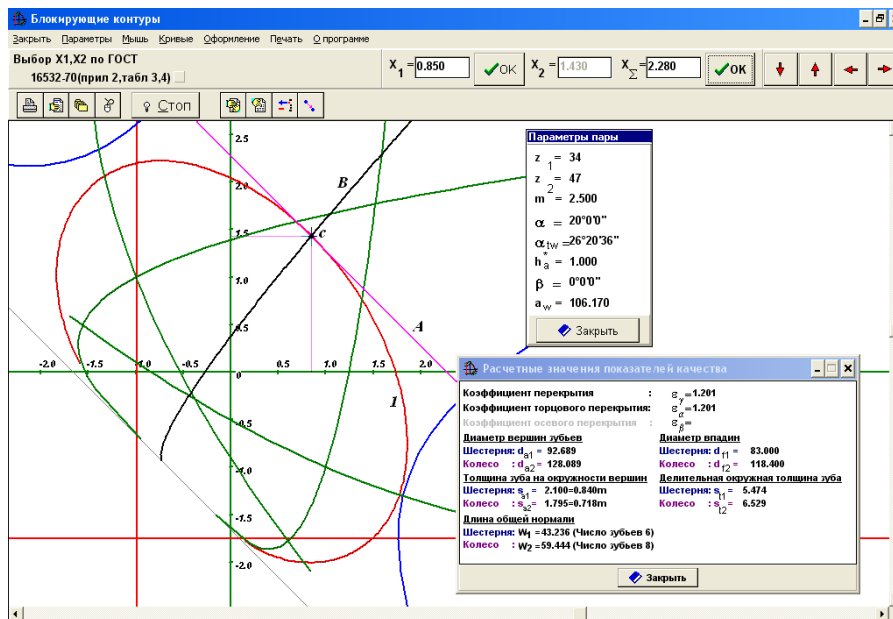


Рис. 3. Повышенная контактная прочность передачи при $a_w = a_{w\max}$

Заключение

В статье описан подход к проектированию ЭЦП, основанный на использовании блокирующих контуров в сочетании с линиями дополнительных показателей качества передачи и позволяющий реализовать концепцию прогнозного проектирования, которая дает возможность оценить, в том числе и количественно, многие свойства передачи на ранней стадии ее проектирования. Концепция практически реализована в виде CAD-системы «Контур». Приведенные примеры иллюстрируют некоторые аспекты данного подхода, однако далеко не исчерпывают всех его возможностей.

Библиографические ссылки

1. Громан М. Б. Подбор коррекции зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1955. – № 2. – С. 4–15.
2. Ткачев А. А. Разработка системы диалогового проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач : дис. ... канд. техн. наук : защищена 08.02.2000 : утв. 21.07.2000 / Ткачев Александр Алексеевич. – М., 2000.
3. Болотовская Т. П., Болотовский И. А., Смирнов В. Э. Справочник по корригированию зубчатых колес. – М. ; Свердловск : Машгиз, 1962.
4. Ткачев А. А. Разработка системы диалогового проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач.
5. Болотовская Т. П., Болотовский И. А., Смирнов В. Э. Справочник по корригированию зубчатых колес.
6. Там же.
7. Ткачев А. А. Разработка системы диалогового проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач.
8. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2004. – 95 с.

9. Goldfarb V. I., Tkachev A. A. New Approach to Computerized Design of Spur and Helical Gears. Gear Technology, January/February 2005. – P. 27–32.

10. Ткачев А. А. Разработка системы диалогового проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач.

11. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход.

A. A. Tkachev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Izhevsk State Technical University

Predictive Design of Involute Spur and Helical Gears

An approach to computerized design of involute spur and helical gears (ISHG) which allows forecasting their properties at the early stages of design procedure associated with the choice of shift coefficients of a pinion and gearwheel is considered. CAD system is briefly described which was developed on the base of this approach and some examples of gear design are considered.

Key words: shift coefficients of a pinion and gearwheel, gear predictive design, dynamic blocking contour

Получено: 15.11.11

УДК 621.833.389;621.914.5

Е. С. Трубачев, доктор технических наук

П. А. Злобина, магистрант; С. Е. Логинов, магистрант

Ижевский государственный технический университет

НОВАЯ СХЕМА ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЬЕВ СПИРОИДНЫХ КОЛЕС

Предложена новая схема формообразования зубьев спироидных колес с помощью плоской резцовой головки, обеспечивающая повышенные технологические показатели в сравнении с традиционной схемой на основе червячной спироидной фрезы. Даны основы расчета станочного зацепления, показаны возможности реализации схемы.

Ключевые слова: спироидная передача, формообразование зубьев

Введение

Традиционная зубообработка спироидных колес с помощью спироидных фрез имеет сравнительно низкую производительность по следующим причинам:

- невысокая жесткость инструмента;
- плохие условия для теплоотвода из зоны резания;
- сравнительно плохие условия для схода стружки;
- возможность переточки фрез лишь по передней поверхности.

В настоящей статье с целью преодоления этих недостатков предлагается новая схема нарезания – с помощью плоской резцовой головки. В работе даны принципиальные положения методики расчета параметров наладки и расчета геометрии зуба колеса и предложены варианты реализации новой схемы.

Новая схема нарезания спиралевидных зубьев

Известное свойство поля спироидного зацепления – вытянутость его вдоль оси червяка (рис. 1, а). Это, с учетом постоянства осевого шага червяка, означает, что