

УДК 621.833+678.06

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, проф., д.т.н., **С.А. ОСИПЕНКО**, к.т.н.,
Гомель, ИММС НАН Беларуси

**КОМПЬЮТЕРНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ФОРМООБРАЗУЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ
ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИЗ ПЛАСТМАСС**

The problem of CAD/CAM/CAE for toothed tooling mold dies intended for injection molding of cylindrical and bevel gears is considered. The software for computation of spur, helical and bevel gear pairs, gears, gear tooling dies and EDM- electrodes is suggested. The software algorithm provides computation of tooth ring profile coordinates for construction of 3D gear models and manufacture of gear tooling dies on EDM-wire cutting machines or RD-sinking ones. Gear models are built with the help of Solid Works or KOMPAS software.

Основная проблема проектирования зубчатых матриц заключается в корректной компенсации величины литевой усадки. Число принимаемых в расчет компонентов литевой усадки зависит от геометрических параметров и требуемой точности детали, технологических возможностей изготовления формообразующих матриц, доступной информации о свойствах материала, наличия прототипа и опыта переработки материала в изделия. Как правило, проектирование матрицы для нового изделия основывается на концепции равномерной радиальной усадки.

Для повышения точности отливаемых зубчатых колес производится корректировка размеров матрицы по результатам измерений опытных партий. Так, в [1] предлагается оценивать усадку четырьмя компонентами, включая толщину зуба на вершине и ширину впадины

Методика расчета основных размеров и показателей точности литевых матриц, основанная на концепции обобщающих параметров и учитывающая различие литевой усадки по диаметру вершин зубьев, основной окружности и толщине зуба на основной окружности, предложена

в [2]. Методы измерения для расчета трех компонентов литевой усадки и оценки их точности описаны в [3]. В [4] даны варианты расчета при наличии различных комплексов исходных данных. В [5-6] предлагается формализованная методика расчета координат зубчатого профиля и переходной кривой.

Аналогичный подход развивается также в работах [7-9]. Методика проектирования зубчатых колес в системе обобщающих параметров названа Direct Gear Design (DGD-метод). DGD-метод устанавливает порядок проектирования передач безотносительно к параметрам механической обработки. Для пластмассовых колес DGD-метод дополняется методикой Genetic Molding Solution (GMS-метод), по которой форма любых литевых изделий из пластмасс, включая зубчатые колеса, содержит наследственную информацию о материале, инструменте и процессе литья.

Настоящая статья представляет метод, алгоритм и концепцию программы GearPair для проектирования зубчатых передач, литых пластмассовых колес, формирующих матриц и электроэрозионных электродов.

Программа позволяет рассчитывать геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления с прямыми и косыми зубьями, а также ортогональных конических передач с прямыми зубьями типа I, с постоянным радиальным зазором по длине зуба. Исходный контур рассчитываемых передач соответствует ГОСТ 13755-81, 13754-81 при $m \geq 1$, и ГОСТ 9587-81 при $m < 1$. Предельные значения геометрических параметров: модуль m - от 0,1 до 10 мм; делительный диаметр d - до 400 мм; межосевое расстояние a_w - до 250 мм при $m \geq 1$ и до 180 мм при $m < 1$; среднее конусное расстояние $R_m \leq 200$ мм.

Методика расчета геометрических параметров и номинальных размеров передач и колес соответствует общепринятым методам расчета - для цилиндрических зубчатых колес и передач - по ГОСТ 16532-83, для конических - по ГОСТ 19624-74.

В ходе расчета автоматически выбираются допуски в соответствии с принятыми степенью точности, видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор; контролируются качественные показатели зацепления и условия, обеспечивающие правильное выполнение измерений; определяется изменение радиального и бокового зазоров в передачи при изменении температуры эксплуатации и влажности окружающей среды.

Итоговые результаты расчета колес передачи являются основой для расчета формообразующих зубчатых матриц и прошивных электродов.

Для расчета формообразующих зубчатых матриц используются размеры лежащего посередине поля допуска среднего профиля зуба колеса. Допуски на исполнительные размеры матрицы рассчитываются с учетом как допусков на размеры колеса, так и величины доверительного интервала отклонений литейной усадки при заданном коэффициенте надежности, определяемых по результатам измерений экспериментальных отливок. При отсутствии таких измерений могут использоваться табличные значения усадки.

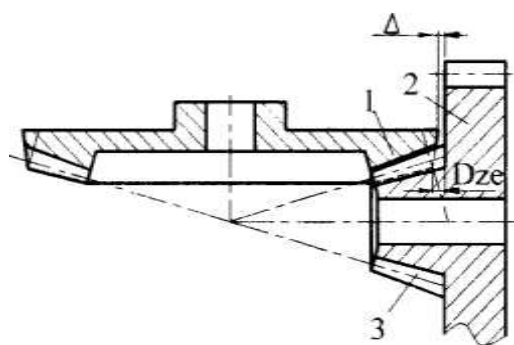
Координаты профиля прошивного электрода для изготовления матрицы рассчитываются по среднему профилю матрицы с учетом необходимого межэлектродного зазора (розжига), задаваемого оператором. Для прямозубых колес рассчитываются также NC-коды, которые являются основой создания программы для электроэрозионного станка с проволочным электродом.

В результате расчета получаем для цилиндрических колес координаты номинального, верхнего и нижнего профилей зубчатого венца в торцовом сечении, соответствующих номинальному значению, наименьшему отклонению и нижнему отклонению профиля, эвольвентные участки, которых аппроксимируются дугами окружности с заданной точностью, а профиль переходной кривой описывается дугой окружности максимального радиуса при полностью скругленной впадине; для матрицы координаты

верхнего, среднего и нижнего профилей; для прошивного электрода - координаты среднего профиля.

Для конических колес применительно к внешнему и внутреннему торцам колеса рассчитываются профили, лежащие в плоскости, перпендикулярной оси колеса, или в плоскости, касательной к дополнительному конусу. Кроме того, рассчитываются координаты характерных точек осевого сечения колеса.

У стандартного конического колеса внешний и внутренний торцы зубчатого венца ограничены дополнительными конусами, образующие которых перпендикулярны делительному конусу колеса. Использование пластмасс позволяет создавать блочные конструкции (рис.), в которых коническая шестерня 3 стыкуется с базовой деталью (например, цилиндрическим колесом 2) своим внешним торцом. В этом случае необходимость во внешнем дополнительном конусе отпадает. Также можно отказаться от внутреннего дополнительного конуса, что позволяет упростить конструкцию формующей зубчатой матрицы. Для такой конструкции необходимо гарантировать некоторый зазор Δ между коническим колесом 1 и цилиндрическим колесом 2, что можно сделать за счет увеличения высоты шестерни 3 на некоторую величину Dze .



Результаты расчета профилей зубьев колеса, матрицы и электрода выдаются в виде обменных файлов в формате dxf, что позволяет использовать их в графических программах.

При расчете формообразующих матриц целесообразно использовать величину литевой усадки и ее статистические характеристики, определенные по результатам измерения опытных образцов-имитаторов.

Расчет геометрических параметров зубчатых венцов формообразующих матриц цилиндрических и конических колес производится по формулам, приведенным в таблице.

Таблица

№№	Цилиндрические зубчатые колеса	Прямозубые конические колеса
1.	<p>Коррекция угла наклона зубьев матрицы по осевой усадке (для косозубых колес)</p> $tg\beta^m = tg\beta \cdot \frac{1 - \bar{\varepsilon}_h}{1 - \bar{\varepsilon}} \quad (1)$ <p>где $\bar{\varepsilon}_h$ - средняя усадка по высоте колеса</p>	
2.	<p>Диаметры формообразующей матрицы - основной d_b^m и вершин зубьев d_a^m:</p> $d_b^m = d_b^g - d_h \cdot \bar{\varepsilon} / (1 - \bar{\varepsilon}); \quad (2)$ $d_a^m = d_a^g - d_h \cdot \bar{\varepsilon} / (1 - \bar{\varepsilon}). \quad (3)$	<p>Средний внешний модуль зубьев m_e^m и среднее конусное расстояние формообразующей матрицы для конического колеса R_e^m:</p> $m_e^m = m^g / (1 - \bar{\varepsilon}); \quad (4)$ $R_e^m = R_e^g / (1 - \bar{\varepsilon}). \quad (5)$
3.	<p>Допуск на коэффициент смещения матрицы рассчитывают по формуле:</p> $T_H^m = T_H^g + m^m \cdot z \cdot \cos\alpha \cdot (nvB2 - nvB1) / (2 \sin\alpha), \quad (6)$ <p>где $B1$ и $B2$ - вспомогательные углы:</p> $\cos B1, B2 = (1 \pm \bar{\varepsilon} / 2) \cos\alpha / (1 \mp 0,5 \cdot \bar{\varepsilon} \cdot d_h / m^m \cdot z). \quad (7)$	
4.		<p>При принятых в качестве расчетных значениях наименьшего отклонения постоянной хорды зуба E_{scs}^g и допуска T_{sc}^g среднее значение коэффициента смещения зубчатого колеса x_{mid}^g и его допуск x_{Tsc}^g:</p> $x_{mid}^g = (E_{scs}^g + x_{E_{scs}T_{sc}}^g) / 2; \quad (8)$ $x_{Tsc}^g = (E_{scs}^g - x_{E_{scs}T_{sc}}^g). \quad (9)$

5.		<p>Предельные значения коэффициента смещения матрицы определяются предельными значениями, заданными показателями точности зубчатого колеса:</p> $x_{\max, \min}^m = \bar{x}^m \pm T_H^m / \psi \cdot m^m, \quad (10)$ $x_{\min, \max}^m = \bar{x}^m \pm T_{sc}^m / \psi \cdot m_e^m. \quad (11)$
6.	<p>Допуск на диаметр вершин зубьев:</p>	$T_{d_a}^m = T_{d_a}^g / (1 - \varepsilon) - \Delta\varepsilon \cdot d_a^g - d_h / (1 - \varepsilon)^2. \quad (12)$
7.		<p>Скорректированный угол делительного конуса матрицы δ^m:</p> $\operatorname{tg} \delta^m = \frac{d_e^g (1 - \varepsilon_{de}) - d_i^g (1 - \varepsilon_{di}) \cdot (1 - \varepsilon_{bw})}{(1 - \varepsilon_{de}) (1 - \varepsilon_{di}) \cdot 2b_w^g} \quad (11)$ <p>где ε_{de}, ε_{di}, ε_{bw} - коэффициенты усадки по внешнему и внутреннему диаметрам и по ширине колеса соответственно.</p>

Геометрические параметры электрода рассчитывают по среднему профилю матрицы, уменьшая его на величину межэлектродного зазора.

Корректировка геометрических параметров формообразующей матрицы основывается на результатах статистической обработки измерений опытной партии зубчатых колес, в ходе которой вычисляются среднее значение выборки, среднеквадратическое (стандартное) отклонение и доверительный интервал, а также вычисляется вероятность получения годных отливок. Задача корректировки состоит в «настройке» геометрических параметров матрицы таким образом, чтобы середина распределения выборки контролируемого параметра отливки совпадала с серединой поля допуска.

Анализ экспериментальных данных, полученных в результате измерения, проводится по критериям:

а) соответствия доверительного интервала $\pm \Delta X$ допуску T_x на размер:

$$2\Delta X \leq T_x; \quad (14)$$

б) по индексу воспроизводимости процесса C_p , представляющего собой отношение величины поля допуска к величине диапазона распределения по рассматриваемому параметру [10]. За ширину распределения принимается интервал $\pm 3\sigma$:

$$C_p = T_x / 6\sigma. \quad (15)$$

в) величине смещения Δ среднего значений \bar{X} выборки измеряемого параметра от значения параметра, соответствующего середине поля допуска

$$\Delta X = \bar{X}^* - \bar{X}; \quad (16)$$

г) определением нижнего C_{pL} и верхнего C_{pU} значений индекса воспроизводимости процесса, характеризующих смещение середины поля дисперсии 6σ относительно левой и правой границы поля допуска T_x .

$$\begin{aligned} C_{pL} &= \bar{X}^* - X_{\min} / 3\sigma; \\ C_{pU} &= X_{\max} - \bar{X}^* / 3\sigma. \end{aligned} \quad (17)$$

Необходимость коррекции матрицы в ту или другую сторону определяется условиями $C_{pL} < 1$ или $C_{pU} < 1$.

В комплекс измеряемых геометрических параметров входят диаметр вершин зубьев d_a^g и длина общей нормали W_n и W_{n+1} при числах зубьев в длине общей нормали z_n и z_{n+1} . По результатам измерений рассчитывают три компоненты усадки - по диаметру вершин зубьев ε_a , по основному диаметру ε_b , и по угловой толщине зуба на основной окружности ε_s :

$$\begin{aligned} \varepsilon_a &= \frac{d_a^m - d_a^g}{d_a^m - d_n^g}; \\ \varepsilon_b &= 1 - \frac{z_{n+1} W_{n+1} - z_n W_n}{\pi d_b^m (z_{n+1} - z_n)}; \\ \varepsilon_s &= \frac{2\pi W_{n+1} (z_n - 1) - W_n (z_{n+1} - 1)}{\theta_b^m z (W_n - W_{n+1})}, \end{aligned} \quad (18)$$

где θ_b^m - угловая толщина зуба на основной окружности матрицы.

Далее с использованием найденных компонентов усадки производится расчет геометрических параметров матрицы и определяется вероятность получения годных отливок при литье в скорректированную матрицу.

На основе программы GearPair создана программа Solver, которая является базой для разработки утилиты к программе параметрического твердотельного моделирования SolidWorks и предназначена для передачи dxf-файлов, содержащих информацию о геометрии колес, матриц и электродов, в программу SolidWorks. С помощью которой создаются объемные модели зубчатых колес, матриц и электродов. Таким образом, программа Gear Pair:

1) обеспечивает расчет геометрических параметров и размеров цилиндрических и конических зубчатых передач с учетом действительных размеров на стадиях расчета, изготовления и эксплуатации;

2) позволяет рассчитывать зубчатые колеса повышенной точности с высоким уровнем надежности;

3) обеспечивает корректировку формообразующих матриц и электродов с целью достижения соответствия между средним размером и серединой поля допуска;

4) обеспечивает построение 3D моделей зубчатых колес и зубчатых передач;

5) дает возможность контролировать визуально процесс взаимодействия зубчатых колес в передаче, исследовать и устранять ошибки и неточности, допущенные при проектировании;

6) обеспечивает взаимодействие с другими специализированными программами, что существенно повышает потенциальные возможности разработанной программы.

Список литературы: 1. Lee S.C., Study of Design and Manufacturing Technology for Precision Plastic Gears, 1994, 81 p.p. 2. Старжинский В.Е., Кудинов А.Т. // Вестник машиностроения, 1985, №10, стр.38-41. 3. Кудинов А.Т., Старжинский В.Е., Песецкий С.С. и др. // Пластические

массы, 1988, № 7, стр. 27-30. 4. Starzhinsky V.E., Ossipenko S.A., Kudinov A.T. // Int. Conf. Gears-96, Manufacturing, Control, Maintenance, Poznan, 1996, p. 350-356. 5. Ли С.Ч., Старжинский В.Е., Кудинов А.Т., Осипенко С.А. // Вестник машиностроения, 1995, №. 10, С. 8-12. 6. Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Кудинов А.Т., Ли С.Ч., Шалобаев Е.В. Пластмассовые зубчатые колеса: Анализ методов расчета координат профиля зубчатого венца формообразующей матрицы // Передатки и трансмиссии. 1999. № 2.С. 36-46. 7. Kleiss R.E., Kapelevich A.L. Kleiss N.J. New Opportunities with Molded Gears /AGMA Technical Paper 01FTM9. 8. Kapelevich A.L., Kleiss R.E. Direct Gear Design for spur and Helical Involute Gears / Gear Technology. September / October 2002. P. 29-35. 9. Kapelevich A.L., McNamara T.M. Direct Gear Design for Optimal Gear Performance / SME Gear Processing and Manufacturing Clinic. 2003. - 16 pp. 10. Адлер Ю.П., Шпер В.Л. // Вестник машиностроения, 1994, №7, стр. 39-45.