

## **АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТА КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

**Обуховский С.А.**

**Научный руководитель – доцент Груздев Д. Е**  
*Сибирский федеральный университет.*

Погрешности изготовления и сборки зубчатых передач вызывают динамические нагрузки, шум, вибрации, нагрев, концентрацию напряжений на отдельных участках зубьев, а также несогласованность углов поворота ведущего и ведомого колес, что приводит к ошибкам относительного положения звеньев и к ошибкам от наличия «мертвого» хода.

В зависимости от условий эксплуатации к зубчатым колесам предъявляются различные требования как по величине, так и по характеру допускаемых погрешностей. Так, кинематическая точность является основным требованием для делительных и отсчетных передач, планетарных передач с несколькими сателлитами и т. п.; плавность работы - основное требование для высокоскоростных передач; полнота контакта зубьев имеет наибольшее значение для тяжело нагруженных тихоходных передач; величина бокового зазора и колебание этой величины наиболее важны для реверсивных, отсчетных, съемных и других передач.

При назначении допусков на зубчатые колеса и точность монтажа для достижения качественной работы передачи преследуются цели:

1. Обеспечение кинематической точности, т. е. согласованности углов поворотов ведущего и ведомого колес передачи;

2. Обеспечение плавности работы, т. е. ограничение циклических погрешностей, многократно повторяющихся за один оборот колеса (резкие местные изменения отклонений углов поворота колеса);

3. Обеспечение контакта зубьев, т. е. такого прилегания зубьев по длине и высоте, при котором нагрузка от одного зуба к другому передается по контактными линиям, максимально использующим всю активную поверхность зуба;

4. Обеспечение бокового зазора для устранения заклинивания зубьев при работе и ограничения мертвых ходов в передаче.

Таким образом, актуальным является, не только расчет геометрии, но и расчет точностных параметров зацепления. Однако такие расчеты являются довольно трудоемкими, так как используется много табличных значений

В настоящее время существует большое количество программных продуктов, которые могут осуществлять расчет механических передач, в том числе зубчатых передач, как наиболее распространенных.

Анализируя наиболее распространенные системы автоматизированного проектирования (САПР), такие как Компас, T-FLEX, APM WinMachine и др., можно заметить, что в модулях расчета зубчатых передач отсутствует возможность расчета или выбора величин некоторых качественных показателей. Нормы плавности, кинематической точности, бокового зазора, степень точности зацепления в целом и контролируемые параметры приходится рассчитывать вручную, что увеличивает трудоемкость процесса проектирования.

В связи с вышеуказанным, необходимо разработать программный модуль по выбору качественных показателей для изготовления зубчатых передач, целью которого является повышение эффективности работы инженерно-технического персонала, а также снижение временных и материальных затрат на проектирование, изготовление и эксплуатацию продукции.

В основу разрабатываемой программы положены методики, рекомендуемые стандартами. Допуски цилиндрических эвольвентных зубчатых колес и передач установлены ГОСТ 1643-81 (стандарт соответствует СТ СЭВ 641-77, СТ СЭВ 643-77 и СТ СЭВ 644-77) при  $m = 1 \div 55$  мм, делительном диаметре до 6300 мм, ширине венца или полушеврона до 1250 мм для прямозубых, косозубых и шевронных колес и ГОСТ 9178-81 (стандарт соответствует СТ СЭВ 642-77, а в части терминов и обозначений СТ СЭВ 643-77, СТ СЭВ 644-77) при  $0,1 \leq m_n < 1,0$  мм, делительном диаметре до 400 мм (при  $m_n \leq 0,5$  мм до  $d = 200$  мм).

Основными функциями программы являются:

1. Расчет инвалюты угла и угла по инвалюте (рис.1). Данная функция предусмотрена для случаев, когда необходимо производить обратный пересчет инвалюты в угол, и для более точных вычислений, что позволит повысить точность расчетов всех вышеуказанных качественных показателей зубчатого зацепления.
2. Программа производит расчет инвалюты угла по формуле  $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$ . Угол  $\alpha$  может быть введен как в радианах, так и градусах. В свою очередь градусы могут быть представлены в десятичном виде или в виде градус:минута:секунда (ГМС). Если  $\alpha$  введено в градусах, то производится перевод угла в радианы. Настройки вида исходных данных и результатов вычислений находятся в правой части окна (рис. 1).

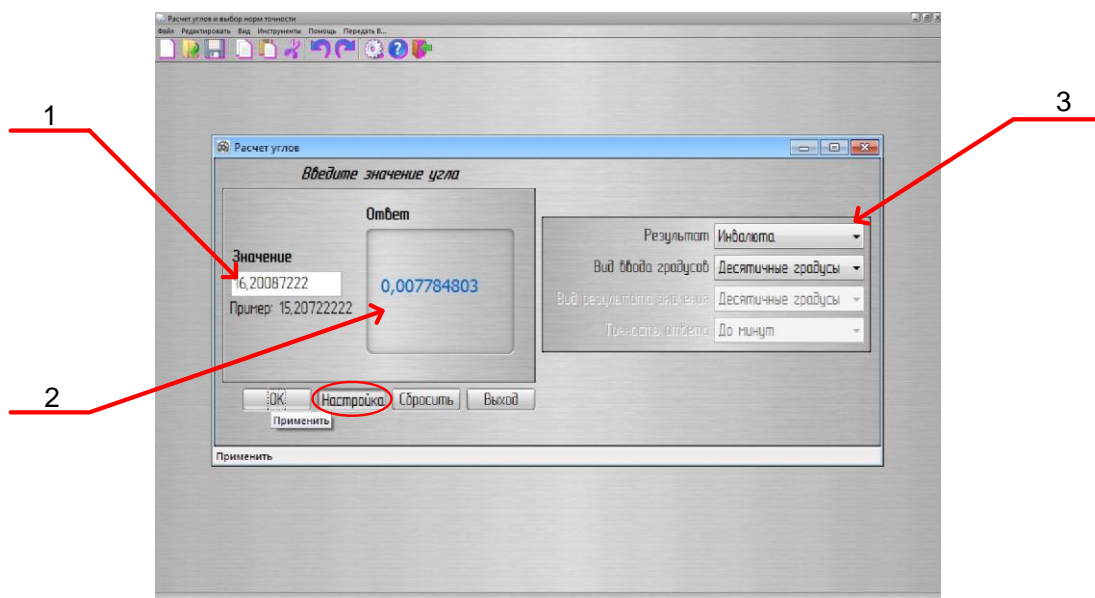


Рисунок 1 – Преобразование углов

1 – поле ввода значений; 2 – поле вывода результатов; 3 – область настроек.

3. Нормирование степени точности зубчатого зацепления на основе автоматизации выбора норм плавности, кинематической точности, бокового зазора (рис. 2);

Для нормирования степени точности зубчатого зацепления в полях окна, представленного на рис. 2, вводятся или выбираются из базы данных параметры зубчатой передачи, необходимые для дальнейших расчетов. При затруднении пользователя в выборе норм кинематической точности можно указать дополнительные параметры в окне «Помощь по выбору степени точности передачи», нажав на кнопку «Помощь» (см. рис. 2).

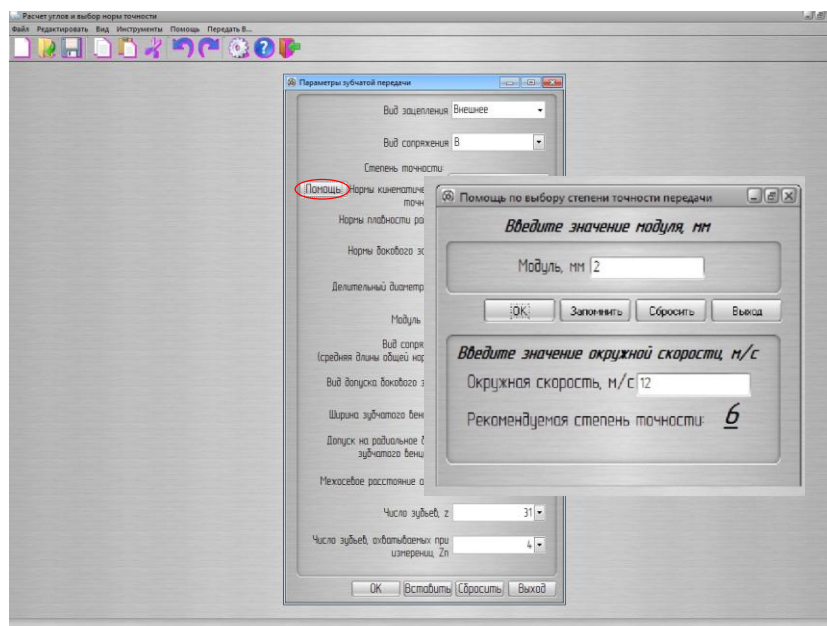


Рисунок 2 – Окно ввода исходных параметров зубчатой передачи

4. Выбор степени точности передачи производится на основе конкретных условий работы передачи и тех требований, которые к ней предъявляются (окружной скорости, передаваемой мощности, режима работы, требований к кинематической точности, плавности и бесшумности работы, долговечности и т. д.).

При определении степеней точности используются расчетный и табличный методы. Основным является расчетный метод, при котором необходимая степень точности определяется на основе кинематического расчета погрешностей всей передачи и допустимого угла рассогласования по нормам кинематической точности; расчета динамики передачи, вибраций или шумовых явлений по нормам плавности работы и в некоторых случаях по нормам кинематической точности; расчета на контактную прочность и долговечность по нормам контакта и в некоторых случаях по нормам плавности.

При  $m \geq 1$  мм нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а также и на одну степень грубее норм плавности.

Гарантированный боковой зазор, определяющий вид сопряжения, устанавливается независимо от степеней точности и их комбинирования. Для обеспечения бокового зазора исходному контуру (режущему инструменту) сообщается дополнительное радиальное смещение от номинального положения в тело зубчатого колеса. Номинальным условно считается положение исходного контура после его смещения при коррегировании колес. Стандартом регламентируется наименьшее дополнительное смещение исходного контура  $-E_{H_s}$  (или  $+E_{H_i}$  для колес внутреннего зацепления) и величина допуска на смещение исходного контура  $T_H$ .

При выборе бокового зазора учитываются следующие положения:

1. Установленные допуски и отклонения справедливы при измерениях на базе рабочей оси. При использовании наружного цилиндра заготовки в качестве измерительной базы, вносимые им погрешности должны быть компенсированы уменьшенным (по сравнению со стандартным) производственным допуском.

2. При контроле смещения исходного контура на базе наружного цилиндра заготовки (зубчатого колеса) производственные отклонения и допуски ( $E_{H_{сnp}}$  и  $T_{H_{сnp}}$ ) можно определить по формулам:

$$E_{H_{сnp}} = |E_{H_s}| + 0,35F_{d_a} \quad (1)$$

$$T_{H_{сnp}} = T_H - 0,7F_{d_a} - 0,5A_{d_a}, \quad (2)$$

где  $F_{d_a}$  – допуск на радиальное биение наружного цилиндра заготовки;  $A_{d_a}$  – допуск (нижнее отклонение) на диаметр наружного цилиндра.

Значения  $F_{d_a}$  и  $A_{d_a}$  выбираются в зависимости от варианта использования наружного цилиндра.

Наибольшее дополнительное смещение определяется по формуле

$$E_{H_{и np}} = |E_{H_{с np}}| + T_{H_{с np}}. \quad (3)$$

3. При измерении толщины зуба на базе наружного цилиндра заготовки производственные отклонения и допуски ( $E_{с np}$  и  $T_{с np}$ ) можно определить по формулам:

$$E_{с np} = 2 \operatorname{tg} \alpha E_{H_{с np}} \quad (4)$$

$$T_{с np} = 2 \operatorname{tg} \alpha T_{H_{с np}}. \quad (5)$$

Тогда наибольшее отклонение толщины зуба

$$E_{с и np} = 2 \operatorname{tg} \alpha E_{H_{и np}}, \quad (6)$$

где  $E_{H_{с np}}$ ,  $T_{H_{с np}}$ ,  $E_{H_{и np}}$  определяются по формулам (1), (2), (3) соответственно.

4. При измерении средней длины общей нормали  $W$  значения  $E_{W_{ms}}$  и  $T_{W_m}$  рассчитывают по формулам:

$$E_{W_{ms}} = 2 \sin \alpha (|E_{H_s}| + 0,35F_r) \quad (7)$$

$$T_{W_m} = 2 \sin \alpha (T_H - 0,7F_r). \quad (8)$$

Тогда наибольшее отклонение средней длины общей нормали

$$E_{W_{mi}} = (|E_{W_{ms}}| + T_{W_m}). \quad (9)$$

5. При контроле предельных отклонений измерительного межосевого расстояния верхнее предельное отклонение измерительного межосевого расстояния равно: для колес внешнего зацепления  $E_{a^*s} = f_i''$  для колес внутреннего зацепления  $E_{a^*s} = T_H$ ; нижнее отклонение  $E_{a^*}$ : для колес внешнего зацепления  $E_{a^*i} = -T_H$  для колес внутреннего зацепления  $E_{a^*i} = -f_i''$ .

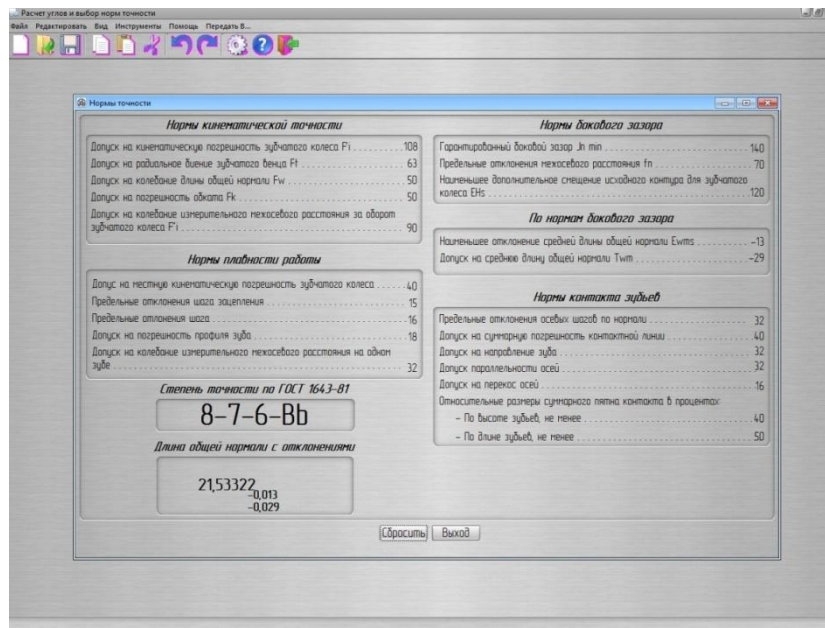


Рисунок 4 – Результаты вычислений

6. В тех случаях, когда взаимозаменяемость зубчатых колес не является обязательной, допускается принимать за номинальное действительное дополнительное смещение исходного контура (или действительное уменьшение средней длины общей нормали, или действительное уменьшение толщины зуба или размера по роликам при  $m < 1 \text{ мм}$ ) одного из колес.

При этом дополнительное смещение исходного контура (и остальные выше перечисленные показатели) второго зубчатого колеса определяются наименьшим действительным дополнительным смещением исходного контура (или наименьшим действительным уменьшением средней длины общей нормали, или толщины зуба, или размера по роликам при  $m < 1 \text{ мм}$ ) на первом зубчатом колесе и выбранным видом сопряжения.

Представленная программа позволяет автоматизировать все выше представленные вычисления, сохранять результаты вычислений в формате txt и doc, что способствует снижению затрат времени и трудоемкости вычислений, и в целом повышению эффективности работы инженерно-технического персонала.