

МЕТОД ПРЯМОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*Институт механики и надежности машин
Минск, Беларусь*

Сущность прямого проектирования эвольвентных передач состоит в математическом конструировании геометрии сопряженных зубчатых колес без учета (на первом этапе) какой-либо формы производящего инструмента. Такой подход позволяет избежать применения "засоряющих" расчеты параметров исходного контура, который, в некоторых пределах, возможно варьировать, не изменяя геометрическую форму эвольвентной части зубчатого колеса. Метод наиболее целесообразен при нестандартном оптимизирующем проектировании, когда требуется нахождение какой-то наилучшей, с точки зрения предъявляемых требований и существующих условий, геометрии. В этом случае исходный контур (и описываемый им производящий инструмент) заранее не известен. Он проектируется на втором этапе, исходя из выбранной геометрии зубьев и, возможно, технологических требований (либо других). Непосредственный анализ эвольвентного зацепления значительно упрощает расчеты, анализ и поиск оптимальных параметров передачи, расширяет пространство возможного их выбора.

Исторически, метод прямого проектирования предшествовал традиционному, в настоящее время, заложенному в стандарт методу проектирования "от исходного контура". Инженеры 19 столетия проектировали, в первую очередь, геометрию зубьев, а затем думали о способе ее образования. Технологическая революция конца 19, начала 20 века коренным образом изменила ситуацию. Нарастающие потребности бурно развивающейся промышленности эвольвентных передач стимулировали внедрение высокопроизводительного метода обкатки для нарезания эвольвентных зубьев, стандартизацию зуборезного инструмента. Параметры последнего выбирались исходя из некоторого компромисса между желаемым сочетанием универсальности применения и качеством получаемого изделия. На первый план выдвигались, прежде всего, объем выпускаемой продукции и ее унификация. Основным способом задания эвольвентной геометрии зубьев стало внешне упрощенное выражение ее через параметры исходного контура, а основным методом "оптимизации" зацепления - применение смещения этого контура (корригирование).

Современное состояние рынка машиностроительной продукции требует нового (хорошо забытого старого) подхода в проектировании передач, с акцентированием усилий в направлении, в первую очередь, улучшения их качества. Возросшие требования к качеству передачи заставляют искать ее реализацию в области, недоступной зачастую стандартному инструменту и методу проектирования. С помощью метода прямого проектирования могут быть эффективно решены многие трудные вопросы поиска требуемой геометрии зубьев, обеспечивающей увеличение как несущей способности, так и одновременное уменьшение виброактивности. Отказ от стандартного проектирования и инструмента (при незначительном удорожании продукции в серийном производстве) открывает перед конструктором широчайшие возможности по выбору геометрических параметров передач. Тем самым, появляется

возможность комплексно решать многие проблемы относительно простым и дешевым способом - эффективным оптимальным проектированием.

На рис.1 показаны некоторые передачи, характеризующие возможности метода, сконструированные автором с помощью прямого проектирования (рисунки выполнены в AutoCAD 2000, в масштабе). Это: передача многопарного зацепления с высоким коэффициентом перекрытия ($\epsilon_\alpha > 2$, $\alpha_w > 20^\circ$), позволяющая увеличение на 20-30% несущей способности при снижении на 6-8 дБ уровня шума в одной передаче (сравнение с серийными образцами при 7 степени точности). Это: передача с несимметричными зубьями, позволяющими получить по рабочей стороне зубьев угол зацепления до $\alpha_w > 45^\circ$ при одновременном увеличении изгибной прочности, увеличивая, таким образом, нагрузочную способность малореверсируемых передач вплоть до нескольких раз. Это: передача внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев $z_3 - z_2 = 1$ ($\epsilon_\alpha > 1.6$, $\alpha_w > 40^\circ$), позволяющая, в перспективе, заменить более дорогостоящие и менее прочные прецессионные и цевочные аналогичные передачи. Это: варианты передач с предельно малыми числами зубьев ($\epsilon_\alpha = 1.03$).

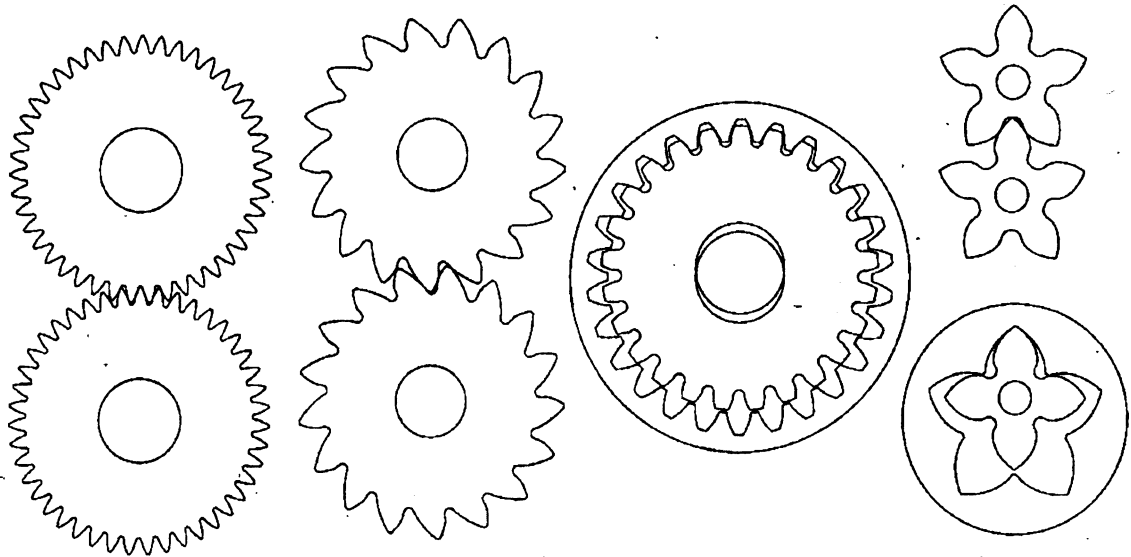


Рис. 1. Примеры спроектированных передач.

Основой метода прямого проектирования служат работы Э.Б. Вулгакова [1..3] по проектированию в т.н. обобщающих параметрах. Под обобщающими параметрами, в общем случае, понимаются безразмерные параметры зубчатых колес, полностью определяющие их эвольвентные рабочие профили и, опосредованно, параметры безззорного зацепления, составленного из этих колес.

Чтобы дать представление о возможностях метода можно привести следующий пример. Геометрию заостренного эвольвентного зуба зубчатого колеса можно определить с помощью какого либо безразмерного обобщающего параметра (линейные размеры тут не важны). Например, как широко использовано у Э.Б. Вулгакова, параметра ϑ_Δ , равного углу профиля на окружности заострения зубьев. Дополнив его еще одним обобщенным параметром, характеризующим верхнюю рабочую точку эвольвенты, получим "срезанный" зубец. В качестве второго обобщенного параметра выберем m_a - отношение дуговой толщины при вершине зуба к диаметру основной окружности. Эвольвентное зацепление зубчатой пары шестерня/колесо с z_1/z_2 зубьями может быть полностью охарактеризовано (определено) с помощью этих параметров. Таким образом, абсолютная область существования эвольвентной зубчатой пары z_1/z_2 ,

полностью доступная анализу и синтезу в обобщающих параметрах, задается четырехмерным объемом ($\vartheta_1, \vartheta_2, m_{a1}, m_{a2}$), усеченным четырехмерными поверхностями – функциями-ограничениями. Область существования стандартной передачи в координатах смещения x_1, x_2 (блокирующий контур), перестроенная в систему координат ($\vartheta_1, \vartheta_2, m_{a1}, m_{a2}$) будет всего лишь некоторой криволинейной четырехмерной поверхностью в этой системе, расположенной внутри абсолютной области (точнее сказать абсолютного объема) существования зубчатой передачи. Обычно, для удобства проектирования и визуализации, объем существования передачи рассекают некоторой плоскостью с фиксированной парой обобщенных параметров (m_{a1}, m_{a2} у Э.Б. Вулгакова), и проектируют ее на координатную плоскость двух оставшихся переменных обобщающих параметров (ϑ_1, ϑ_2). При $m_{a1} = 0, m_{a2} = 0$ получим проекцию максимального (по площади) сечения, на котором проекция стандартного блокирующего контура ($m_{a1} = var, m_{a2} = var$) занимает незначительную долю. Из сказанного следует, что стандартные передачи являются частным случаем передач, проектируемых в обобщающих параметрах, и охватывают незначительную их часть.

В работах Э.Б. Вулгакова для построения области существования используются основные обобщающие параметры $\vartheta_{1,2}$, для анализа - $\vartheta_{1,2}$ и $\alpha_{a1,2}$ (углы профиля при вершинах зубьев). В современной интерпретации метода ("Direct Gear Design", А.Л.Капелевич, см. на www.akgears.com) в качестве основных используются параметры $m_{b1,2}$:

$$m_{b1,2} = \frac{z_{1,2} \operatorname{inv} \vartheta_{1,2}}{\pi}. \quad (1)$$

Автор статьи счел наиболее удобным проводить анализ и построение области существования с помощью обобщающих параметров $\alpha_{a1,2}$, без применения параметров $\vartheta_{1,2}$. Данная методика (см. в [4]) была разработана и использована для проектирования передач с $\varepsilon_\alpha > 2$. Пример компьютерного расчета показан на рис. 2. На область существования нанесены изолинии максимального угла зацепления $q-Q$ и минимальных выровненных удельных скольжений ($\lambda_{p1} = \lambda_{p2}$) $B-J$, $\alpha_{a2} \cdot 10^\circ$.

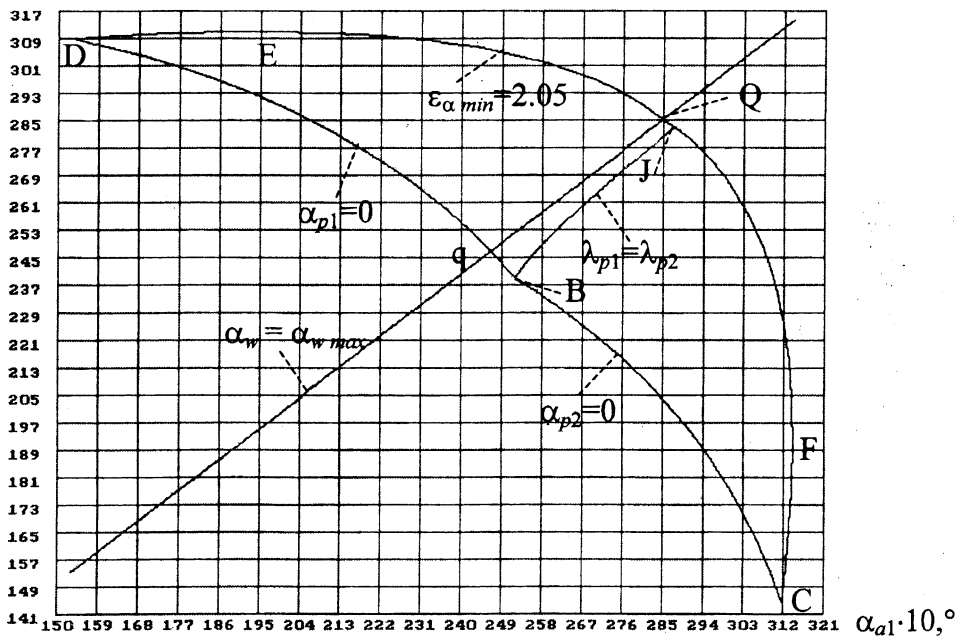


Рис.2. Область существования передачи $z_1/z_2 = 47/50$; $m_{a1} = 0,009$; $m_{a2} = 0,009$; $\varepsilon_\alpha > 2,05$ для которой $\alpha_w(Q) = 22,34^\circ$; $\lambda_{p1}(Q) = -1,01$; $\lambda_{p2}(Q) = -0,90$; $\alpha_w(J) = 22,33^\circ$; $\lambda_{p \min}(J) = 0,96$

Представленная область существования может быть перестроена в координаты $\mathfrak{S}_{1,2}$ через преобразование:

$$\vartheta_{\Delta} = \arcsin(m_a \cos \alpha_a + \operatorname{inv} \alpha_a), \quad (2)$$

либо в координаты $m_{b1,2}$, через (2) \rightarrow (1) с однозначным соответствием.

Изолиния $\varepsilon_{\alpha} = \text{const}$ строится непосредственно по уравнению

$$m_{a1} \cos \alpha_{a1} - \alpha_{a1} + u(m_{a2} \cos \alpha_{a2} - \alpha_{a2}) + \frac{\pi(2\varepsilon_{\alpha} - 1)}{z_1} + (1+u) \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{1+u} \left(\operatorname{tg} \alpha_{a1} + u \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \frac{2\pi\varepsilon_{\alpha}}{z_1} \right) \right) = 0. \quad (3)$$

Изолиния $\alpha_{p1} = 0$ строится непосредственно по уравнению

$$m_{a1} \cos \alpha_{a1} + \operatorname{inv} \alpha_{a1} + u(m_{a2} \cos \alpha_{a2} - \alpha_{a2}) - \frac{\pi}{z_1} + (1+u) \operatorname{arctg} \left(\frac{u \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{1+u} \right) = 0. \quad (4)$$

Изолиния $\alpha_{p2} = 0$ строится непосредственно по уравнению

$$m_{a1} \cos \alpha_{a1} - \alpha_{a1} + u(m_{a2} \cos \alpha_{a2} + \operatorname{inv} \alpha_{a2}) - \frac{\pi}{z_1} + (1+u) \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{a1}}{1+u} \right) = 0. \quad (5)$$

Условие, определяющее максимум угла зацепления записывается как:

$$\cos^2 \alpha_{a1} (1 + m_{a1} \sin \alpha_{a1}) = \cos^2 \alpha_{a2} (1 + m_{a2} \sin \alpha_{a2}). \quad (6)$$

Условие одновременного минимума удельных скольжений:

$$u \cdot \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\operatorname{tg} \alpha_{p2}} \right) = \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\operatorname{tg} \alpha_{p1}} \right), \quad (7)$$

где $\alpha_{p1,2}$ - углы профиля в нижней точке зацепления для шестерни и колеса.

На первом этапе проектирования исследуются сочетания качественных параметров передачи, возможные при некоторых, наперед заданных условиях (допустим, количествах зубьев, дуговой толщине при вершинах, коэффициенте перекрытия и т.д.). Оптимизируется целевая функция, составленная с учетом предъявляемых к передаче требований (например, минимальная приведенная жесткость зубьев в точке кромочного удара с целью снижения виброактивности, либо выравнивание изгибной (в первом приближении на данном этапе) и контактной прочности, минимизация удельных скольжений, увеличение к.п.д.). Исходя из полученных данных о возможных геометрических решениях, с учетом удовлетворения некоторого комплекса требований по качественным характеристикам передачи, выявляется оптимальная точка области существования. Данная точка определяет геометрию эвольвентной части зубьев.

Дальнейшее проектирование заключается в "пристройке" оптимальной, с точки зрения изгибной прочности, галтели к ножке зуба. Метод прямого проектирования предоставляет большую свободу выбора формы этой галтели. Этот этап проектирования передачи связан уже непосредственно с проектированием инструмента. Более подробно с этими вопросами можно познакомиться в [5] и на сайте www.gears.ru, в статьях автора.

Заключительный этап проектирования состоит в компьютерном моделировании процесса нагружения зубчатой передачи с учетом погрешностей изготовления. Основной целью этого исследования является определение допустимого масштаба передачи для ее уже спроектированной безразмерной геометрии. На данном этапе определяется также допустимая степень точности изготовления, которая, например, для

передач с высоким коэффициентом перекрытия является важнейшим показателем не только виброактивности, но и прочности. В случае если моделирование нагружения выявляет некоторый дисбаланс между контактной и изгибной прочностью, возможен возврат к первому этапу и корректировка данных. В общем случае, поиск оптимальной геометрии заканчивается, как правило, через несколько итераций.

На рис.3 представлены расчеты удельной силы на зубе передачи с высоким коэффициентом перекрытия с учетом распределения сил между зубьями, при различных степенях точности изготовления. На оси абсцисс отложены углы развернутости эвольвенты в текущей точке контакта.

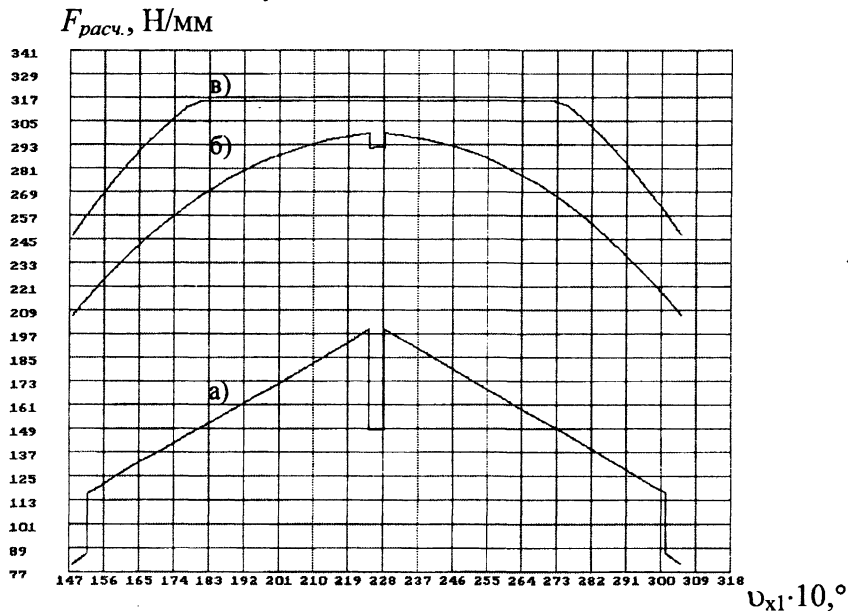


Рис. 3. Удельная сила на зубе по линии зацепления передачи с высоким коэффициентом перекрытия ($\epsilon_\alpha = 2.05$).

Параметры испытываемой передачи: $\epsilon_\alpha = 2.05$, $z_1/z_2 = 47/50$, $\alpha_w = 21.5^\circ$, $m_{a1} = 0.011$, $m_{a2} = 0.010$, $\vartheta_1 = 29.80^\circ$, $\vartheta_2 = 29.27^\circ$. Межцентровое расстояние $a_w = 146.25$ мм, ширина зубчатого венца $b_1 = b_2 = 26$ мм. Зубчатые колеса изготавливаются инструментом с углом профиля $\alpha = 20^\circ$ и модулем $m = 2.99$ мм. Назначение погрешностей проводилось по трем вариантам: а) беззазорное зацепление; б) по 7 степени точности по ГОСТ1643-81; в) по 8 степени точности. Расчетный нагружающий момент $M_1 = 540 \cdot 10^3$ Н·мм. По рис.3 несложно определить контактные либо изгибные напряжения в произвольной точке зуба (ввиду ограниченного объема статьи не приводятся).

Автор будет рад получить вопросы и предложения по статье по Интернет адресу as_marchuk@tut.by.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. -М.: Машиностроение, - 1974.-264 с.;
2. Вулгаков Э.Б., Васина Л.М. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник.-М.: Машиностроение,-1978.-174с.
3. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. -М.: Машиностроение, - 1995.-320 с.;
4. Марчук А.С. Построение и анализ области существования зубчатой передачи в координатах углов профиля при вершине зубьев.// Вестник Белорусского национального технического университета.-2004.-№1.-С. 42-45;
5. Марчук А.С. Анализ и выбор параметров инструмента для изготовления эвольвентной зубчатой передачи с

высоким коэффициентом перекрытия.// Вестник Брестского государственного технического университета. - 2003. - №4. - С. 20-24.

УДК 621.88(076)

Н.А. Кузин

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА РАССТОЯНИЙ ОТ ТОЧЕК ПРИЛОЖЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ К ВАЛУ ДО ТОЧКИ ПРИЛОЖЕНИЯ СИЛ В ЗАЦЕПЛЕНИИ РЕДУКТОРА И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ

*Командно-инженерный институт МЧС Республики Беларусь
Минск, Беларусь*

Расстояния, необходимые для составления расчетных схем валов, студенты определяют, как правило, с помощью выполненных ими компоновок путем замеров. Проводя групповую консультацию по компоновке редукторов, например со студентами-заочниками, преподаватель не в состоянии проконсультировать всех студентов из-за недостатка времени, вызванного трудоемкостью процесса компоновки. Невыполнение компоновки в период консультации приводит очень часто к грубым ошибкам при составлении расчетных схем валов, а значит и к последующим ошибкам в расчетной и графической частях проекта. Поиск различных методов интенсификации процесса выполнения компоновки привел меня к созданию комплекса различных пособий по компоновке редукторов. Новые виды учебных пособий по компоновке зубчатых и червячных редукторов потребовали и новых методик проведения консультаций. В [1] были представлены сведения о вышеуказанном комплексе учебных пособий и о том, что применение новой методики проведения консультаций привело к существенному сокращению времени, затрачиваемого на выполнение компоновки, а значит и к интенсификации процесса курсового проектирования деталей машин. В этой статье вам представлены сведения об активном методе определения расстояний, который не требует выполнения схемы компоновки редуктора. Этот метод позволяет еще больше интенсифицировать процесс курсового проектирования.

В литературе [2] и [3] приведены сведения об определении расстояний между опорами валов, а также между находящимися на валах деталями. Формулы, приведенные в названной литературе, дают приближенные расстояния. В предложенном мной методе расчета расстояний учитываются: принятая методика подбора подшипников качения [4], метод смазывания подшипников, ширина фланцев по разьему корпуса редуктора, толщина стенок корпуса и крышки корпуса редуктора, длина отверстия (глубина гнезда) под подшипник и др. Это позволяет получить обоснованные и достоверные, как показала многолетняя практика, сведения, необходимые для дальнейших расчетов в процессе проектирования.

Эффект от применения рекомендуемого аналитического метода нахождения расстояний выражается в существенном сокращении времени на выполнение курсового проекта, так как компоновку не нужно делать вообще. Расстояния, необходимые для составления расчетных схем валов, мы определяем с помощью расчетов, требующих тех же знаний, которые нужны и для выполнения компоновки редуктора. Важным достоинством применения такого метода определения расстояний, как аналитический, является то, что преподаватель активно и на должном уровне может провести