

Расчет и конструирование машин

УДК 621.833

DOI 10.18698/0536-1044-2017-2-3-11

Исследование закономерностей областей существования неэвольвентных зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах

О.Н. Цуканов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Research of Relationships in the Areas of Existence of Non-Involute Gearing by Generalizing Parameters

O.N. TsukanovBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: tsonzz@mail.ru



Исследованы области существования неэвольвентных зацеплений зубчатых передач с пересекающимися и перекрещивающимися осями, которые являются важнейшими составными частями многих механизмов и машин. Полностью раскрыть геометро-кинематические возможности зацеплений позволяет метод их синтеза в обобщающих параметрах в обобщенной области существования с помощью локальных областей существования, соответствующих определенному комплексу геометро-кинематических показателей контакта зубьев. Однако в научной литературе нет сведений о закономерностях в этих областях, без чего невозможны эффективный анализ зацеплений и выбор наиболее рационального варианта зацепления для тех или иных условий работы зубчатых передач различных видов. Представлены результаты исследований областей существования неэвольвентных зацеплений, синтезируемых на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена — зацеплений цилиндрических передач в обобщающих параметрах. Дана сравнительная характеристика областей существования зацеплений плоскокопальной и червячно-винтовой зубчатой передач, представляющих собой два граничных случая цилиндрических передач. Введены понятия виртуального исходного звена общего вида и обобщающих координат неэвольвентных зацеплений, синтезируемых на его базе. Приведены предполагаемые формы обобщенных и локальных областей существования таких зацеплений. Описаны способы управления геометро-кинематическими показателями контакта зубьев на стадии синтеза неэвольвентных зацеплений в обобщающих параметрах. Полученные результаты позволят определять наиболее благоприятный комплекс геометро-кинематических показателей контакта зубьев для заданных условий работы неэвольвентных зубчатых передач различных видов.

Ключевые слова: неэвольвентные зубчатые зацепления, исходное звено, обобщающие параметры, обобщенная область существования зацепления, локальная область существования зацепления.



The objects of this research are areas of existence of non-involute gearings in gears with non-parallel axes, which are an important part of many mechanisms and machines. To fully

utilize the geometric-kinematic capabilities of the gearings, a synthesis method is used. It is applied in generalizing parameters in a generalized area of existence using localized areas of existence corresponding to specific geometric-kinematic indicators of tooth contact. However, there is no information on the relationships in these areas in the literature; therefore, it is impossible to effectively analyze the gearings and select the most rational option for different operating conditions of various types of gears. This paper presents the results of the research of the areas of existence of non-involute gearings synthesized on the basis of the cylindrical involute basic link (gearings of cylindrical-conical gears in generalizing parameters). The areas of existence of gearings of flat-wheel and worm-helical gears are compared. These gears represent two boundary cases of cylindrical-conical gears. The concepts of a general virtual basic link and the generalizing coordinates for non-involute gearings, synthesized on the basis of the link, are introduced. The assumed forms of generalized and localized areas of existence of such gearings are present. The methods controlling the geometric-kinematic indicators of tooth contact at the synthesis stage of non-involute gearings in generalizing parameters are presented. The results obtained make it possible to determine the most favorable set of geometric-kinematic indicators of the tooth contact for given operating conditions of non-involute gears of various kinds.

Keywords: non-involute gearing, basic link, generalizing parameters, generalized area existence of gearing, local area existence of gearing.

Первые обобщающие исследования геометрии неэвольвентных зацеплений были выполнены Я.С. Давыдовым [1]. Он установил, что по форме поверхности вершин, при которой обеспечивается гарантированный минимальный и постоянный радиальный зазор в зацеплении, неэвольвентные колеса могут быть криволинейной (общий случай), конической (если межосевое расстояние равно нулю) и «плоской» формы (если межосевой угол составляет 90°). Вместе с тем независимо от этого, все неортогональные зубчатые передачи объединены Я.С. Давыдовым под общим названием «цилиндроконические передачи», исходя из наиболее простых форм заготовок колес.

Разработке теоретических основ автоматизированного (компьютерного) проектирования неэвольвентных цилиндрических зубчатых передач традиционным методом на базе стандартного исходного контура с исследованием геометрии и кинематики контакта зубьев посвящены работы Ф.Л. Литвина [2, 3], Б.А. Лопатина [4–6] и Е.А. Полуэктова [7].

Технико-эксплуатационные характеристики зубчатых передач в значительной степени зависят от комплекса геометро-кинематических показателей контакта зубьев. В этот комплекс входят:

коэффициент перекрытия;

суммарная длина контактных линий; приведенный радиус кривизны активных поверхностей зубьев и угол между их главными нормальными сечениями;

размеры и угол, определяющий положение площадки мгновенного контакта;

составляющие скоростей качения и скольжения зубьев в общей касательной плоскости к их активным поверхностям по осям площадки мгновенного контакта.

Для полного раскрытия геометро-кинематических возможностей эвольвентных зубчатых зацеплений Э.Б. Вулгаков разработал метод и теорию их синтеза в обобщающих параметрах [8], а для полного раскрытия геометро-кинематических возможностей неэвольвентных зубчатых зацеплений — основы их синтеза в обобщающих параметрах [9, 10].

В.И. Гольдфарб предложил выполнять синтез зацепления передачи любого вида на базе исходного (огибомого) звена при заданных значениях независимых параметров, характеризующих схему передачи и определяющих закон движения ее звеньев, их относительное расположение, форму и размеры начальной поверхности исходного звена [11].

В работах [9, 10] показано, что геометрию неэвольвентного зацепления с эвольвентным исходным звеном при заданном значении диаметра основной окружности d_b , принимаемого в качестве масштабного фактора передачи, полностью характеризуют два обобщающих параметра (рис. 1):

• текущий торцовый угол зацепления α_{tw} , задающий положение нормалей к торцовым профилям зубца (зуба без переходной поверхности) исходного звена в точках контактной

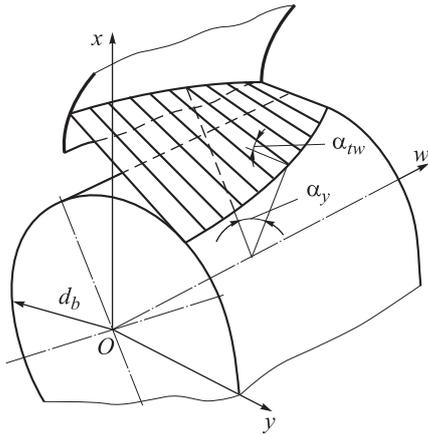


Рис. 1. Схема к понятию об обобщающих параметрах неэвольвентных зацеплений с эвольвентным исходным звеном

линии в неподвижной системе координат $xOuw$;

- текущий торцовый угол профиля α_y , определяющий положение точек контактной линии на этих нормалях.

Исходя из сформулированных в работе [9] аксиом, обобщенная область существования зацепления (ООСЗ) с эвольвентным исходным звеном в системе обобщающих координат α_{tw}, α_y определяется совокупностью значений независимых параметров схемы передачи, числом зубцов исходного звена и их относительной толщиной на окружности вершин (в долях d_b).

При заданных в ООСЗ значениях обобщающих координат одной из крайних точек поверхности зацепления на вершине зубца исходного звена однозначно определяется локальная область существования зацепления (ЛОСЗ). Указанная точка называется определяющей точкой ЛОСЗ.

Цель работы — установить общие закономерности обобщенных и локальных областей существования неэвольвентных зацеплений, образуемых на базе эвольвентного и неэвольвентного исходных звеньев, что позволит проектировать цилиндриконические, плоскоколесные и червячно-винтовые передачи с наиболее благоприятным комплексом качественных показателей зацепления для различных условий работы.

На рис. 2 показаны возможные формы обобщенной и локальной областей существования неэвольвентных зацеплений с цилиндрическим эвольвентным исходным звеном, имеющим внутренние (а) и внешние (б) зубцы [10].

Граничная линия g_c ООСЗ определяет точки, соответствующие началу интерференции основания неэвольвентного зубца огибающего звена с вершиной зубца исходного звена. Кривые s на ООСЗ, называемые локальными кривыми заострения, определяют точки, соответствующие заострению неэвольвентного зубца по всей длине. Граничные линии g_s, g'_s ООСЗ являются геометрическим местом их крайних точек, в которых $\alpha_y = \alpha_a$ (α_a — торцовый угол профиля на окружности вершин зубцов исходного звена). Вершины S_t кривых s лежат на биссектрисе прямого угла $\alpha_{tw}O\alpha_y$ — делительной прямой ООСЗ, точки которой определяют возможные полюса зацеплений, так как в них $\alpha_y = \alpha_{tw}$.

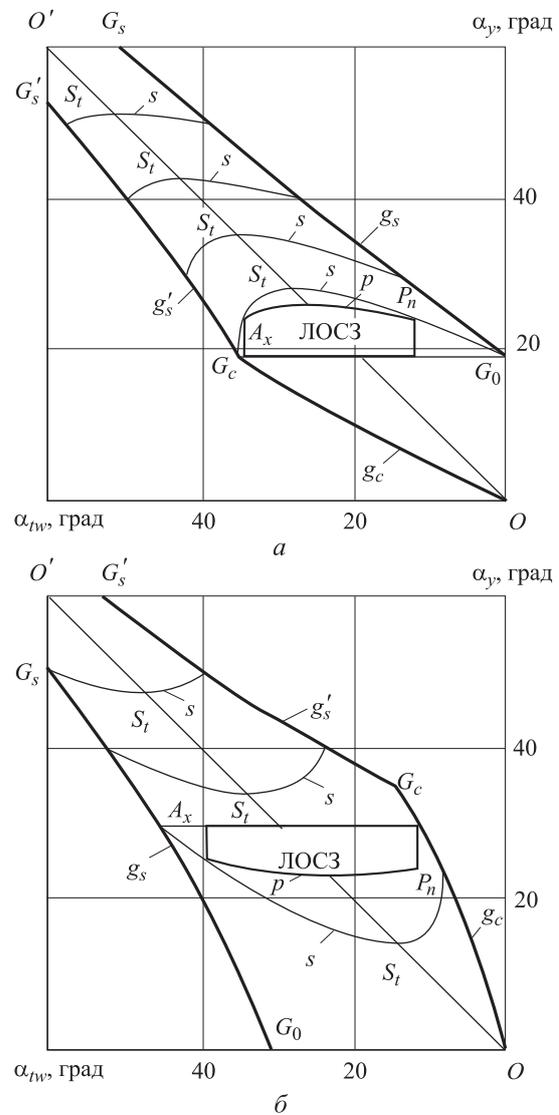


Рис. 2. Возможные формы ООСЗ ($OG_cG'_sO'G_sG_0$) и ЛОСЗ с цилиндрическим эвольвентным исходным звеном, имеющим внутренние (а) и внешние (б) зубцы

ООСЗ определяет множество огибающих поверхностей неэвольвентных зубцов предельной конфигурации по заострению (на рис. 2 показан ряд локальных кривых заострения s).

В отличие от обобщенной области существования плоского эвольвентного зацепления [8] обобщенная область существования пространственного неэвольвентного зацепления имеет совершенно иной смысл. Первая определяет в системе обобщающих координат эвольвентных профилей зубцов их предельные параметры по высоте в соответствующем сечении плоской поверхности зацепления. Вторая задает предельные параметры неэвольвентных зубцов по высоте и длине в системе обобщающих координат точек неплюской поверхности зацепления.

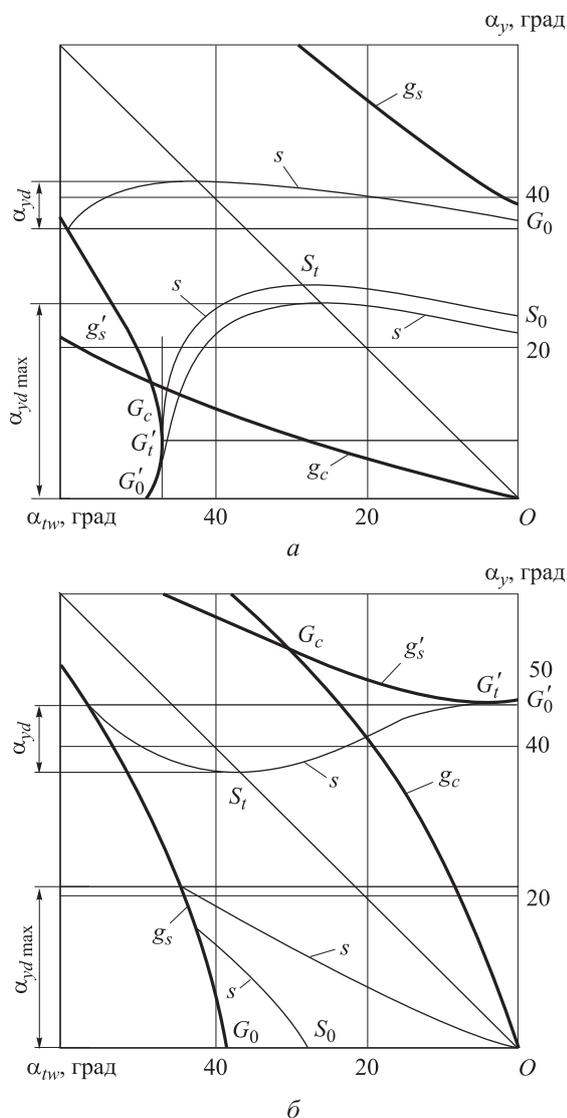


Рис. 3. Схемы к анализу функций граничных линий ООСЗ и ЛОСЗ с эвольвентным исходным звеном, имеющим внутренние (а) и внешние (б) зубцы

Точка A_x на рис. 2, являющаяся определяющей точкой ЛОСЗ, имеет координаты $\alpha_{tw} = \alpha_{tw \max}$ и $\alpha_y = \alpha_a$. Линия p ЛОСЗ соответствует нижним точкам активной поверхности зубцов исходного звена, определяемым торцовым углом профиля $\alpha_y = \alpha_p$. Каждая из этих точек является точкой контакта зубца исходного звена с вершиной зубца огибающего звена.

Если A_x — точка входа зубцов исходного и огибающего звеньев в зацепление, то точкой выхода из него является точка P_n с координатами $\alpha_{tw} = \alpha_{tw \min}$ и $\alpha_y = \alpha_p$.

В результате исследований областей существования неэвольвентных цилиндро-конических зацеплений установлено следующее:

- граничная линия g_s ООСЗ, соответствующая заострению зубцов неэвольвентного конического колеса со стороны большего диаметра, имеет характерную точку G_0 , в которой она пересекается с осью ординат, когда исходное звено выполнено с внутренними зубцами (рис. 3, а), и с осью абсцисс, когда — с внешними (рис. 3, б);

- граничная линия g'_s ООСЗ, соответствующая заострению зубцов неэвольвентного конического колеса со стороны меньшего диаметра, имеет характерную точку G'_0 , в которой она пересекается с осью абсцисс, когда исходное звено выполнено с внутренними зубцами (см. рис. 3, а), и с осью ординат, когда — с внешними (см. рис. 3, б);

- линия g'_s имеет характерную точку G'_t , в которой у нее существует общая касательная с локальной кривой заострения неэвольвентных зубцов s — вертикальная, когда исходное звено имеет внутренние (см. рис. 3, а) зубцы, и горизонтальная, когда — внешние (см. рис. 3, б);

- вершине S_t (экстремуму) кривой s соответствует точка пересечения кривых, образующих впадину между зубцами исходного звена в торцовом сечении;

- предельный размер ЛОСЗ по заострению неэвольвентных зубцов при заданном значении ординаты α_a точки A_x (см. рис. 2) определяет значение амплитуды α_{yd} кривой s , равное $|\alpha_{yst} - \alpha_a|$, где α_{yst} — ордината точки S_t (см. рис. 3);

- если исходное звено выполнено с внутренними зубцами, то амплитуда α_{yd} достигает максимального значения $\alpha_{yd \max}$ при $\alpha_a = 0$, и с увеличением α_a уменьшается (см. рис. 3, а);

- если исходное звено имеет внешние зубцы, то амплитуда α_{yd} достигает максимального значения $\alpha_{yd \max}$ при $\alpha_{yst} = 0$ (см. рис. 3, б);

- если исходное звено выполнено с внешними зубцами, то с увеличением α_a ($\alpha_a > \alpha_{yd \max}$) амплитуда α_{yd} уменьшается (см. рис. 3, б);

- если исходное звено имеет внешние зубцы, то при $\alpha_a < \alpha_{yd \max}$ вершина S_t кривой s выходит за пределы области существования зацепления, понятие амплитуды кривой s в пределах ООСЗ теряет смысл, кривизна кривой s изменяет знак и у нее появляется характерная точка S_0 пересечения с осью α_{tw} (см. рис. 3, б);

- если исходное звено выполнено с внешними зубцами, то при $\alpha_a < \alpha_{yd \max}$ с уменьшением α_a кривая s приближается к граничной линии g_s и при $\alpha_a = 0$ превращается в точку G_0 (см. рис. 3, б).

На рис. 4 показаны характерные изменения ЛОСЗ, которые происходят при переходе значений α_a через границы, соответствующие характерным точкам граничных линий ООСЗ, а также характерной точке S_0 локальной кривой заострения s при изменении значения α_a .

Из приведенных схем видно, в каких диапазонах следует выбирать значения обобщающих координат определяющей точки локальной области существования зацепления, чтобы найти наибольшую по ширине, по периметру или площади ЛОСЗ.

Наибольшая по ширине локальная область существования неэвольвентного зацепления с внутренними эвольвентными зубцами исходного звена определяется в диапазоне $\alpha_{ygc} < \alpha_a < \alpha_{yg0}$, а наибольшая по периметру или по площади ЛОСЗ — в интервале $\alpha_{ygt} < \alpha_a < \alpha_{ygc}$, где α_{ygc} — ордината точки G_c ; α_{yg0} — ордината точки G_0 ; α_{ygt} — ордината точки G'_t .

Наибольшая по периметру или площади локальная область существования неэвольвентного зацепления с внешними эвольвентными зубцами исходного звена определяется при $\alpha_a < \alpha_{yd \max}$. Очевидно, что чем больше периметр ЛОСЗ, тем выше коэффициент перекрытия, а чем больше площадь ЛОСЗ, тем значительнее суммарная длина контактных линий.

Практический интерес представляют два граничных случая цилиндрических передач, когда коническое колесо вырождается

- 1) в цилиндрическое;
- 2) в «плоское».

Сравнивая ООСЗ и ЛОСЗ плоскоколесной (рис. 5, а) [12] и червячно-винтовой (рис. 5, б) передач [13], устанавливаем следующее:

- граничная кривая g_c ООСЗ и линия p ЛОСЗ имеют кривизны разного знака;

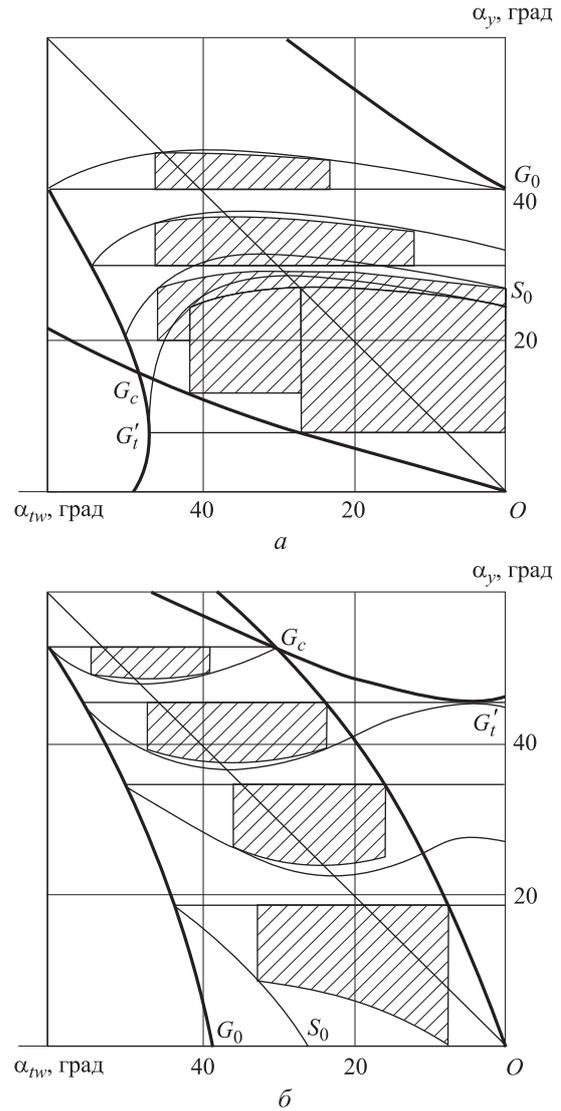


Рис. 4. Характерные изменения ЛОСЗ с внутренними (а) и внешними зубцами (б) эвольвентного исходного звена при изменении значений α_a

- локальная кривая заострения s в первом случае расположена внутри ООСЗ (слева от кривой g_s), а во втором — вне ООСЗ (справа от кривой g_s), причем кривизна ее изменяется.

В связи с совершенствованием технологических процессов формообразования зубчатых колес и в свете фундаментальной проблемы создания низкоэнергоемких, высокоресурсных и высокоточных механизмов настало время ввести понятие виртуального исходного звена общего вида и сформулировать с учетом этого общие принципы управления геометрокинematicкими показателями контакта зубьев на стадии синтеза неэвольвентных пространственных зубчатых зацеплений.

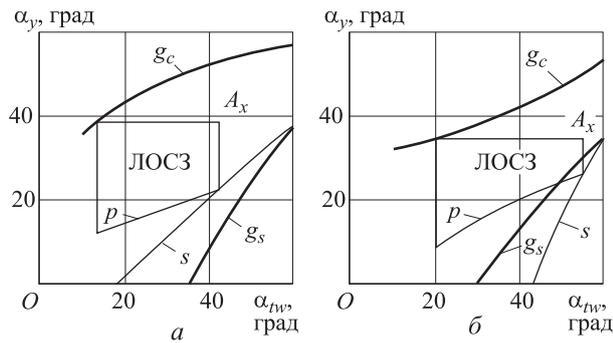


Рис. 5. Особенности ООСЗ и ЛОСЗ плоскоколесной (а) и червячно-винтовой (б) зубчатых передач

Виртуальным исходным звеном общего вида предлагается считать зубчатую поверхность, получаемую в процессе виртуального формообразования поверхностью производящей зубчатой рейки с заданным (в общем случае — криволинейным) профилем зубцов, перемещаемой по определенной (в общем случае — криволинейной) траектории. Эта поверхность может быть поверхностью внешних или внутренних зубцов в зависимости от того, с какой стороны от нее находится тело реального исходного звена. Внешние зубцы целесообразно нарезать на станках с числовым программным управлением (ЧПУ) червячной фрезой, а внутренние можно либо нарезать на станках с ЧПУ долбяком, либо получать на 3D-принтере.

Реальная поверхность вершин зубцов исходного звена в общем случае является криволинейной, а в частных случаях — конической или цилиндрической. Если производящая рейка имеет прямолинейный торцовый профиль зубцов и перемещается по прямолинейной траектории вдоль образующей конической поверхности, то получаем так называемое эвольвентно-коническое зубчатое колесо. Перспективы применения зубчатых передач с такими колесами описаны в работе [14].

В общем случае кинематического огибания воспроизводится зубчатое колесо с переменным коэффициентом смещения вдоль его оси. Задача заключается в обоснованном определении вида функции коэффициента смещения, аргументом которой является аппликата и торцового сечения исходного звена (см. рис. 1). Конечная цель — получение наиболее благоприятного комплекса геометро-кинематических показателей контакта зубьев для каждой схемы зубчатой передачи. Но сначала необходимо установить влияние на эти показатели

вида функций граничных линий и обобщающих координат определяющей точки ЛОСЗ.

Неэвольвентный профиль зубца исходного звена теоретически может быть образован перекатыванием по некоторой (условно основной) окружности отрезка некоторой кривой линии $f(x, y) = 0$ (рис. 6), в частности, дуги окружности, ветви параболы, гиперболы и др., а практически — методом обкатки заготовки производящей рейкой с соответствующим профилем зубцов.

Перекатываемая кривая может состоять из нескольких участков различной формы. В общем случае ее можно задать набором точек с определенным шагом дискретности, а соответствующий профиль зубцов — на станках с ЧПУ.

На основании вышеизложенного легко предположить, что геометрия неэвольвентного зацепления в общем случае будет полностью определяться значениями следующих обобщающих координат точек поверхности зубца исходного звена в его торцовых сечениях (см. рис. 6):

- торцового угла зацепления α_{tw} , определяющего угловое положение нормали n и касательной τ к торцовому профилю зубца в неподвижной системе координат xOy ;
- торцовых углов профиля α_x и α_y , определяющих расстояния r_n и r_τ от оси исходного звена до нормали и касательной к торцовому профилю зубца в точке окружности текущего радиуса r_y ;
- относительной толщины зубца на окружности вершин в долях диаметра наибольшей основной окружности d_{bmax} — масштабного фактора зубчатой передачи.

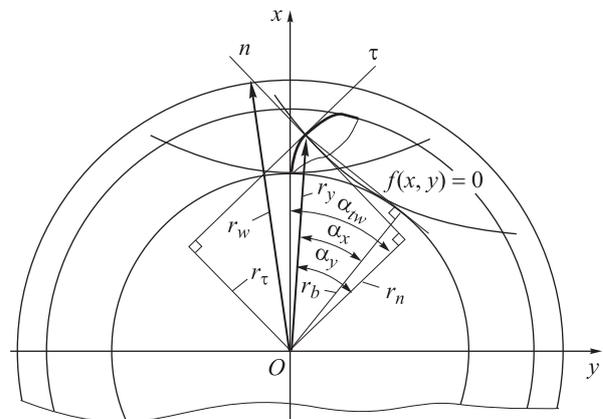


Рис. 6. Схема к образованию торцового профиля зубца исходного звена общего вида

Радиус начальной окружности r_w предлагается выбирать большим или равным радиусу окружности вершин зубцов, т. е. область их профилирования в каждом торцовом сечении ограничивать начальной окружностью, а в пространстве — начальной поверхностью.

Вид функции $f(\alpha_x, \alpha_y) = 0$ в торцовом сечении исходного звена зависит от вида функции, линии перекатываемой по основной окружности. Если эту функцию выбирать по какому-либо критерию качества зацепления, то наоборот, она определит функцию перекатываемой по основной окружности линии. Если заготовка цилиндрическая, то используем основной цилиндр, а если коническая — основной конус. Во втором случае радиусы основных окружностей торцовых сечений будут зависеть от угла конуса.

Функцию образующей поверхности вершин зубцов исходного звена и связанную с ней функцию изменения коэффициента смещения в зависимости от аппликаты торцового сечения предлагается выбирать путем анализа инерционных зон касания производящей и воспроизводимой поверхностей на стадии компьютерного проектирования различных видов зубчатых передач. Основным критерий — качество локализованного контакта зубьев, при котором исключается их кромочное касание вследствие погрешностей изготовления и монтажа зубчатых колес, а также снижается вероятность интерференции вследствие деформаций элементов механизма [15].

Если в любом торцовом сечении исходного звена $\alpha_x = \alpha_y$, то получаем неэвольвентное зацепление с эвольвентным, в частности с цилиндрическим, исходным звеном, а изложенная в работе [10] теория синтеза неэвольвентных зацеплений в обобщающих параметрах может рассматриваться как частный случай более об-

щей теории, основы которой заложены в этой статье.

Таким образом, синтез неэвольвентных зацеплений на базе эвольвентного исходного звена должен выполняться в системе двух обобщающих координат (α_{tw}, α_y) , а синтез неэвольвентных зацеплений на базе неэвольвентного исходного звена — в системе трех обобщающих координат $(\alpha_{tw}, \alpha_y, \alpha_x)$.

Выводы

1. На основании выполненных исследований можно утверждать, что комплексом геометрических показателей контакта зубьев неэвольвентных пространственных зубчатых зацеплений на стадии синтеза можно управлять путем изменения:

- обобщающих координат точек входа зубьев в зацепление и/или выхода из него в пределах ООСЗ;
- формы граничной линии ЛОСЗ, соответствующей точкам поверхности вершин зубьев огибающего звена, и значений абсцисс ее крайних точек с ординатой α_a ;
- формы торцового профиля зубцов исходного звена в пределах ООСЗ и ЛОСЗ.

2. Использование понятия виртуального исходного звена общего вида и компьютерный синтез на его базе неэвольвентных зубчатых зацеплений в обобщенной области существования с применением результатов проведенных исследований позволит расширить границы улучшения технико-эксплуатационных показателей существующих видов зубчатых передач и открывает возможности для создания новых видов высокоресурсных и высокоточных зубчатых механизмов в широком диапазоне нагрузок и скоростей.

Литература

- [1] Давыдов Я.С. *Неэвольвентное зацепление*. Москва, Машгиз, 1950. 180 с.
- [2] Litvin F.L., De Donno M., Peng A. Integrated computer program for simulation of meshing and contact of gear drives. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2000, vol. 181, pp. 71–85.
- [3] Litvin F.L., Fuentes A., Zanzi C. Design, generation and stress analysis of two versions of geometry of face-gear drives. *Gearing and transmissions*, 2004, no. 1, pp. 77–102.
- [4] Лопатин Б.А., Цуканов О.Н. *Цилиндро-конические зубчатые передачи*. Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2005. 200 с.
- [5] Лопатин Б.А., Хаустов С.А. Автоматизированная система моделирования и анализа способов формирования зубьев зубчатых колес. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2008, № 10, с. 72–77.

- [6] Лопатин Б.А., Полуэктов Е.А. Автоматизированный комплекс расчета и анализа геометрии цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления. *Теория и практика зубчатых передач. Сб. тр. междунар. симп.*, Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2014, с. 227–231.
- [7] Полуэктов Е.А. *Синтез внутреннего приближенного зацепления цилиндро-конических передач*. Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2011. 143 с.
- [8] Вулгаков Э.Б. *Теория эвольвентных зубчатых передач*. Москва, Машиностроение, 1995. 320 с.
- [9] Цуканов О.Н. *Основы синтеза пространственных неэвольвентных зубчатых передач на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена в обобщающих параметрах*. Дис. ... д-ра. техн. наук. Челябинск, 2005. 337 с.
- [10] Цуканов О.Н. *Основы синтеза неэвольвентных зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах*. Челябинск, Издат. центр ЮУрГУ, 2011. 140 с.
- [11] Гольдфарб В.И. *Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида*. Автореф. дис... д-ра техн. наук. Ижевск, 1986. 32 с.
- [12] Калашников Д.Б. *Проектирование плоскоколесных зубчатых передач в обобщающих параметрах*. Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2007. 149 с.
- [13] Цуканов О.Н., Зизин И.М. Геометрический синтез червячно-винтовых зубчатых передач в обобщающих параметрах. *Теория и практика зубчатых передач. Сб. тр. междунар. симп.*, Ижевск, Изд-во ИжГТУ, 2014, с. 393–398.
- [14] Лопатин Б.А. Перспективы применения в машиностроении зубчатых передач из эвольвентно-конических колес. *Актуальные вопросы в научной работе и образовательной деятельности. Сб. тр. междунар. науч.-практ. конф. Ч. 4*, Тамбов, 2014, с. 108–109.
- [15] Полуэктов Е.А., Лопатин С.Д. Модификация профилей зубьев в цилиндро-конической передаче внутреннего зацепления. *Наука ЮУрГУ. Секции технических наук. Мат. 63-й науч. конф.*, Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2011, с. 299–302.

References

- [1] Davydov Ia.S. *Neevol'ventnoe zatseplenie* [Evolvent engagement]. Moscow, Mashgiz publ., 1950. 180 p.
- [2] Litvin F.L., De Donno M., Peng A. Integrated computer program for simulation of meshing and contact of gear drives. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2000, vol. 181, pp. 71–85.
- [3] Litvin F.L., Fuentes A., Zanzi C. Design, generation and stress analysis of two versions of geometry of face-gear drives. *Gearing and transmissions*, 2004, no. 1, pp. 77–102.
- [4] Lopatin B.A., Tsukanov O.N. *Tsilindro-konicheskie zubchatye peredachi* [Helical-bevel gears]. Cheliabinsk, IuUrSU publ., 2005. 200 p.
- [5] Lopatin B.A., Khaustov S.A. Avtomatizirovannaya sistema modelirovaniia i analiza sposobov formirovaniia zub'ev zubchatykh koles [Automated system of modeling and analysis methods of forming the gear teeth]. *Vestnik IuUrGU. Ser. Mashinostroenie* [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical engineering industry]. 2008, no. 10, pp. 72–77.
- [6] Lopatin B.A., Poluektov E.A. Avtomatizirovannyi kompleks rascheta i analiza geometrii tsilindro-konicheskoi peredachi vnutrennego zatsepleniia [Automated complex calculation and analysis of the geometry of helical-bevel gear with internal engagement]. *Teoriia i praktika zubchatykh peredach. Sb. tr. mezhdunar. simp.* [Theory and practice of gears: collection of works of the international symposium]. Izhevsk, IzhSTU publ., 2014, pp. 227–231.
- [7] Poluektov E.A. *Sintez vnutrennego priblizhennogo zatsepleniia tsilindro-konicheskikh peredach*. Diss. kand. tekhn. nauk [The synthesis of approximate internal meshing helical-bevel gear. Cand. tech. sci. diss.]. Cheliabinsk, 2011. 143 p.
- [8] Vulgakov E.B. *Teoriia evol'ventnykh zubchatykh peredach* [Theory of involute gears]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1995. 320 p.
- [9] Tsukanov O.N. *Osnovy sinteza prostranstvennykh neevol'ventnykh zubchatykh peredach na baze tsilindricheskogo evol'ventnogo iskhodnogo zvena v obobshchailushchikh parametrakh*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Basics of synthesis of spatial neevolventnyh gears based on cylindrical

- cal involute source link in generalizing parameters. Dr. tech. sci. diss.]. Chelyabinsk, 2005. 337 p.
- [10] Tsukanov O.N. *Osnovy sinteza neevol'ventnykh zubchatykh zatsepleni v obobshchaiushchikh parametrah* [Basics of synthesis of involute gearing in generalising parameters]. Cheliabinsk, IuUrSU publ., 2011. 140 p.
- [11] Gol'dfarb V.I. *Osnovy teorii avtomatizirovannogo geometricheskogo analiza i sinteza cherviachnykh peredach obshchego vida*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Basic theory of automated geometric analysis and synthesis of worm gears of the general form. Dr. tech. sci. diss.]. Izhevsk, 1986. 32 p.
- [12] Kalashnikov D.B. *Proektirovanie ploskokolesnykh zubchatykh peredach v obobshchaiushchikh parametrah*. Diss. kand. tekhn. nauk [Design flat wheel gears in generalizing parameters. Cand. tech. sci. diss.]. Cheliabinsk, 2007. 149 p.
- [13] Tsukanov O.N., Zizin I.M. Geometricheskii sintez cherviachno-vintovykh zubchatykh peredach v obobshchaiushchikh parametrah [Geometric synthesis of worm-helical gears in generalizing parameters]. *Teoriia i praktika zubchatykh peredach. Sb. tr. mezhdunar. simp.* [Theory and practice of gears: Proceedings of the International Symposium]. Izhevsk, IzhSTU publ., 2014, pp. 393–398.
- [14] Lopatin B.A. Perspektivy primeneniia v mashinostroenii zubchatykh peredach iz evol'ventno-konicheskikh koles [Prospects for use in mechanical gears of involute-bevel gears]. *Aktual'nye voprosy v nauchnoi rabote i obrazovatel'noi deiatel'nosti. Sb. tr. mezhdunar. nauch.-prakt. konf.* [Topical issues in scientific research and educational activities: collection of scientific works on materials of the international scientific-practical conference]. Pt. 4, Tambov, 2014, pp. 108–109.
- [15] Poluektov E.A., Lopatin S.D. Modifikatsiia profilei zub'ev v tsilindro-konicheskoi peredache vnutrennego zatsepleniia [Modification of tooth profiles in cylindrical-conical internal gear transmission]. *Nauka IuUrGU. Sektsii tekhnicheskikh nauk. Mat. 63-i nauch. konf.* [Science SUSU. Section of Technical Sciences: a collection of materials of the 63rd conference]. Cheliabinsk, IuUrSTU publ., 2011, pp. 299–302.

Статья поступила в редакцию 03.10.2016

Информация об авторе

ЦУКАНОВ Олег Николаевич (Москва) — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: tsonzz@mail.ru).

Information about the author

TSUKANOV Oleg Nikolaevich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: tsonzz@mail.ru).