

УДК 621 833.6; 621 833.7

Г. А. Тимофеев, М. В. Самойлова

ОБЛАСТИ СУЩЕСТВОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ПЛАНЕТАРНО- ВОЛНОВОГО МЕХАНИЗМА

Представлен расчет геометрии зубчатых колес внутреннего эвольвентного зацепления планетарной передачи комбинированного планетарно-волнового механизма. Приведены блокирующие контуры и исследовано влияние на форму, размеры и место расположения контура на координатной плоскости параметров станочного зацепления.

E-mail: timga@bmstu.ru

Ключевые слова: область существования, кривошипно-планетарная передача, зубчатые колеса с внутренними и внешними зубьями, коэффициенты смещения.

Зубчатые механизмы на базе внутреннего и внешнего эвольвентных зацеплений получили в технике в последние десятилетия очень широкое распространение [1–7 и др.]. К этим механизмам можно отнести обычные рядовые зубчатые передачи [1, 2], множество схем планетарных механизмов с одной или несколькими степенями свободы [5], планетарные коробки передач [6, 7], кривошипно-планетарные механизмы, волновые зубчатые передачи (ВЗП) с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования [6, 8].

Наиболее полная геометрическая теория эвольвентного зацепления разработана в трудах В.А. Гавриленко [9], в работах его учеников [6, 8 и др.] и соратников [10]. Изложенные в этих работах методы применяются и для расчета зацеплений комбинированного планетарно-волнового механизма (КПВМ) [11].

Наглядное представление о геометрии зубчатого зацепления дает его область существования, т.е. диапазон изменения выбранных геометрических параметров, в пределах которого обеспечивается правильное зацепление с соблюдением заданного передаточного отношения. Графическим изображением области существования является блокирующий контур. Форма, размеры и место расположения контура на координатной плоскости рассматриваемых параметров (например, коэффициентов смещения) в значительной мере определяется числом зубьев колес, геометрией инструмента, радиальными и боковыми зазорами в зацеплении. Варьируя этими величинами, можно целенаправленно воздействовать на контур, перемещать его в область с более

благоприятным сочетанием параметров проектируемой передачи. Чтобы это осуществить, нужно знать, как поведет себя контур при той или иной геометрии долбяка, тех или иных радиальных и боковых зазорах, т.е. необходимо рассчитать и построить ряд блокирующих контуров при различных значениях этих параметров. Поскольку в КПВМ, исследуемом в работе [11], имеется три зацепления: внутреннее эвольвентное зацепление L планетарной передачи, эвольвентное зацепление S волновой передачи и волновая зубчатая муфта Q , то следовало бы рассматривать три различные области существования. Однако из-за ограниченности объема настоящей статьи это сделать невозможно. Поэтому в данной работе рассматриваются только области существования планетарной ступени. Геометрия зацепления рассчитывается по приведенным далее зависимостям в следующем порядке (нерасшифрованные обозначения соответствуют ГОСТ 16530–83, ГОСТ 16531–83).

Расчет параметров зацепления [9, 11]:

1. Коэффициенты изменения толщин зубьев инструмента:

$$\Delta_{01} = \frac{S_{01}}{m} - \frac{\pi}{2}; \quad \Delta_{02} = \frac{S_{02}}{m} - \frac{\pi}{2}.$$

2. Углы станочных зацеплений при нарезании колес z_1 и z_2 долбяками z_{01} и z_{02} соответственно:

$$\alpha_{W01} = \arccos \left(\frac{z_1 + z_{01}}{z_1 + z_{01} + 2x_1} \cos \alpha \right);$$

$$\alpha_{W02} = \arccos \left(\frac{z_2 - z_{02}}{z_2 - z_{02} + 2x_2} \cos \alpha \right),$$

3. Коэффициенты изменения толщин зубьев колес:

$$\Delta_1 = (z_1 - z_{01}) (\operatorname{inv} \alpha_{W01} - \operatorname{inv} \alpha) - \Delta_{01},$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$; $\operatorname{inv} \alpha_{W01} = \operatorname{tg} \alpha_{w01} - \alpha_{w01}$;

$$\Delta_2 = (z_2 - z_{02}) (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{W02}) - \Delta_{02}.$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$; $\operatorname{inv} \alpha_{W02} = \operatorname{tg} \alpha_{w02} - \alpha_{w02}$.

4. Станочные межосевые расстояния:

$$a_{W01} = m \frac{(z_1 + z_{01})}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{W01}};$$

$$a_{W02} = m \frac{(z_2 - z_{02})}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{W02}}.$$

5. Угол зацепления передачи внутреннего зацепления α_W :

$$\operatorname{inv} \alpha_W = \operatorname{inv} \alpha - \frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_0}{z_2 - z_1},$$

при беззазорном зацеплении $\Delta_0 = 0$.

6. Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = 0,5 (z_2 - z_1) \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_W} - 1 \right).$$

7. Межосевое расстояние планетарной передачи

$$a_{W\Pi} = 0,5 (z_2 - z_1) m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_W}.$$

Это межосевое расстояние равно межосевому расстоянию в волновой передаче $a_{W\Pi} = a_{WВ}$.

8. Радиусы окружностей вершин зубьев колес:

$$r_{a1} = m \left(\frac{z_1}{2} + h_{ak}^* + x_1 \right);$$

$$r_{a2} = m \left(\frac{z_2}{2} - h_{ak}^* + x_2 \right).$$

Если в зацеплении передачи изменяется радиальный зазор в зацеплении $c^* m \neq c_k^* m$, то $h_{ak}^* = h_a^* + c^* + x_2 - x_1 - y - c_k^*$.

9. Высота зубьев колес:

$$h_1 = r_{ao1} + r_{a1} - a_{W01};$$

$$h_2 = r_{ao2} - r_{a2} + a_{W02}.$$

10. Радиусы окружностей впадин:

$$r_{f1} = r_{a1} - h_1;$$

$$r_{f2} = r_{a2} + h_2.$$

Проверка граничных условий существования выполнялась по зависимостям, приведенным в работе [11]. В расчете учитывались следующие ограничения [11]:

1) коэффициент перекрытия передачи не должен быть меньше единицы $\varepsilon_a \geq 1$ (формула (23));

2) заклинивание при упоре вершин зубьев колес (формула (22));

3) заострение зубьев колес z_1 и z_2 (формула (14));

4) срезание вершины колеса z_2 при врезании долбяка z_{02} в заготовку (формула (16));

5) срезание вершины зуба колес z_2 и z_1 долбяками z_{02} и z_{01} вследствие пересечения эвольвент в станочном зацеплении (формулы (15) и (14) соответственно);

6) подрезание ножки зуба колеса z_1 долбяком z_{01} (формула (13));

7) заклинивание передачи при соприкосновении вершины зуба колес z_2 и z_1 с переходной кривой колес z_1 и z_2 (формулы (17) и (18));

8) попадание вершины зуба колеса z_2 внутрь основной окружности r_{b2} .

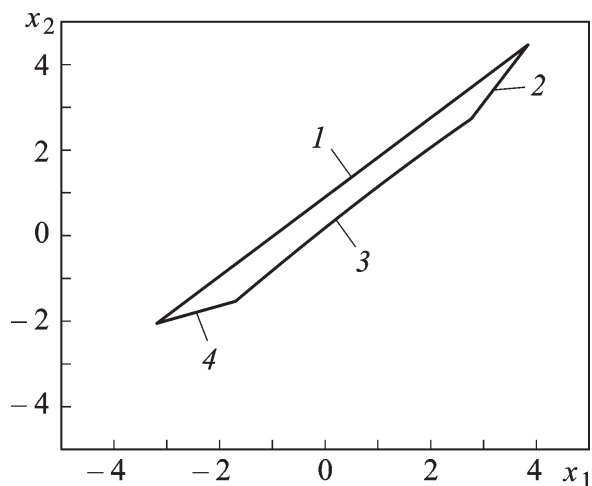


Рис. 1. Блокирующий контур КПВМ: $U = 124$; $z_1 = 123$; $z_2 = 124$; $Z_0 = 50$; 1 — ограничения по коэффициенту торцевого перекрытия КПП; 2 — граница попадания вершины зуба шестерни z_1 на переходную кривую колеса z_2 КПП; 3 — граница заклинивания при упоре вершин зубьев колес z_1 и z_2 КПП на входе зубьев в зацепление; 4 — граница пересечения окружностей вершин шестерни и колеса КПП после выхода из зацепления

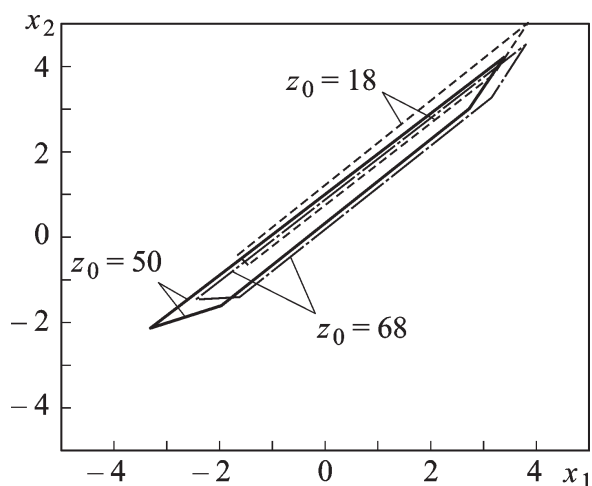


Рис. 2. Блокирующие контуры при обработке зубчатых колес передачи различными долбяками ($U = 124$; $z_1 = 123$; $z_2 = 124$)

По представленным в работе [11] и настоящей статье аналитическим зависимостям составлены алгоритм и программа определения областей существования КПВМ. На рис. 1 приведена область существования внутреннего эвольвентного зацепления в системе координат (x_1, x_2) , где шестерня $z_1 = 123$ нарезана инструментом реечного типа, а колесо с внутренними зубьями $z_2 = 124$ — долбяком с $z_0 = 50$. Проведя проверочный расчет ВЗП с муфтой, можно сделать вывод, что представленная область

существования является блокирующим контуром для всего КПВМ. По ней и выбираются значения коэффициентов смещений внутреннего эвольвентного зацепления, которые являются исходными при геометрическом расчете остальных значений КПВМ.

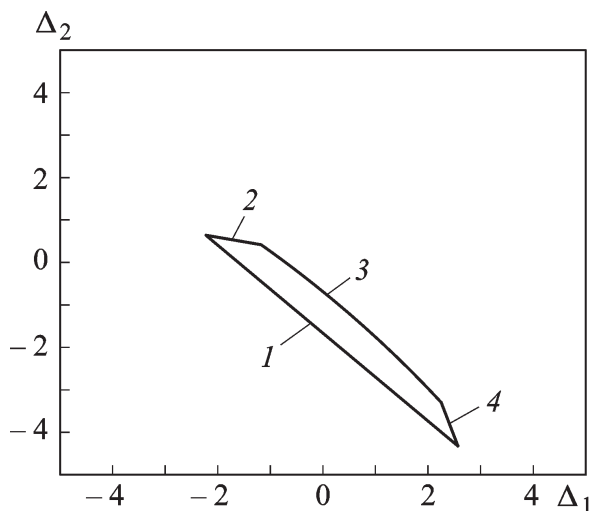
Как было показано в работе [11] (в аналитических зависимостях (11)–(18)), на область существования передачи с внутренним эвольвентным зацеплением оказывают влияние параметры долбяка. На рис. 2 приведены блокирующие контуры передачи, зубчатые колеса с внутренними зубьями которых нарезаются различными долбяками (долбяки новые):

Из графиков следует, что конфигурация и размеры блокирующих контуров почти не меняются, однако они сдвинуты вправо вверх по оси x_2 : чем меньше число зубьев долбяка, тем выше они сдвинуты. Следовательно, при изменении z_0 изменяются коэффициенты x_1 и x_2 , обеспечивающие существование передачи.

Геометрию эвольвентного зубчатого колеса можно определить и коэффициентом изменения толщины зуба по любой окружности коле-

Рис. 3. Блокирующий контур КПВМ с $U = 124$ в параметрах (Δ_1, Δ_2) :

1 — ограничения по коэффициенту торцевого перекрытия КПП; 2 — граница попадания вершины зуба шестерни на переходную кривую колеса; 3 — граница заклинивания при упоре вершин зубьев колес на входе зубьев в зацепление КПП (выходе из него); 4 — граница пересечения окружностей вершин шестерни и колеса после выхода из зацепления КПП



са Δ . Этот коэффициент в отличие от коэффициента x , представляющего собой параметр станочного зацепления, является абсолютным параметром колеса, определяющим геометрию эвольвентной части профиля.

Вид области существования данной эвольвентной передачи на координатной плоскости (Δ_1, Δ_2) показан на рис. 3. Область включает в себя все сочетания коэффициентов Δ_1 и Δ_2 , удовлетворяющие ранее указанным ограничениям.

При построении областей существования в системе координат, определенных коэффициентами изменения толщины зубьев Δ_1 и Δ_2 , можно получить область существования комбинированного механизма без учета влияния параметров инструмента.

Выбрав значения x_1 и x_2 зубчатых колес планетарной передачи внутри области существования, можно достаточно легко рассчитать геометрические параметры волновой зубчатой передачи и волновой муфты, воспользовавшись алгоритмами, приведенными в работе [11].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А р т о б о л е в с к и й И. И. Механизмы в современной технике. Т. 1–5. – М.: Наука, 1970–1982.
2. К о ж е в н и к о в С. Н., Е с и н е н к о Я. Н., Р и с к и н Я. М. Механизмы. – М.: Машиностроение, 1976. – 560 с.
3. В о л к о в Д. П., К р а й н е в А. Ф. Трансмиссии строительных и дорожных машин: Справ. пособие. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
4. К р а й н е в А. Ф. Словарь-справочник по механизмам. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
5. К р а й н е в А. Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. – М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
6. Т е о р и я механизмов и механика машин: Учебник для вузов / К.В. Фролов и др; Под ред. Г.А. Тимофеева, 6-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 688 с.
7. К р а с н е н ь к о в В. И., В а ш е ц А. Д. Планетарные механизмы транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 271 с.
8. Г а в р и л е н к о В. А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз, 1962. – 532 с.

9. С п р а в о ч н и к по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
10. Т е о р и я механизмов. Вып. 8. Труды МВТУ № 291 / Под ред. Фролова К.В., Скворцовой Н.А. – М., 1978. – 109 с.
11. Т и м о ф е е в Г. А., С а м о й л о в а М. В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 71–81.

Статья поступила в редакцию 20.02.2011

Геннадий Алексеевич Тимофеев родился в 1944 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1969 г. Д-р техн. наук, заведующий кафедрой “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана, заслуженный работник высшей школы РФ, лауреат премии правительства РФ в области образования за 2008 г. Автор более 190 научных и методических работ в области автоматизированного проектирования механизмов машин.

G.A.Timofeev (b.1944) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1969. D. Sc. (Eng.), head of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University, laureate of Government of the Russian Federation prize in the field of education for 2008. Honoured Higher School Worker of the Russian Federation. Author of more than 190 scientific and pedagogic-methodical publications in the field of automated designing of machine mechanisms.

Марина Валерьевна Самойлова родилась в 1962 г., окончила МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1986 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области проектирования волновых и планетарных механизмов.

M.V. Samoiloва (b. 1962) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1986. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 50 publications in the field of design of the harmonic drive and planetary mechanisms.

