

Г. А. Тимофеев, М. В. Самойлова

**СИЛОВОЙ РАСЧЕТ КОМБИНИРОВАННОГО
ПЛАНЕТАРНО-ВОЛНОВОГО МЕХАНИЗМА
С ГЕНЕРАТОРОМ ВОЛН ВНЕШНЕГО
ДЕФОРМИРОВАНИЯ**

Изложен алгоритм силового расчета зубчатого планетарно-волнового механизма, имеющего избыточные связи. Предложена методика раскрытия статической неопределенности. По результатам расчетов приведены графики изменения нормальных составляющих реакций в кинематических парах сателлита.

E-mail: timga@bmstu.ru

Ключевые слова: *зубчатый механизм, планетарная передача, реакции в кинематических парах, уравнения равновесия.*

Развитие следящих систем автоматического управления невозможно без создания приводов нового поколения, имеющих высокие надежность, долговечность, точность при малых габаритных размерах и массе.

Кривошипно-планетарные (КПП) и волновые зубчатые передачи (ВЗП) по сравнению с механизмами других видов с позиций требований, которые предъявляются к редукторам приводов САУ, обладают рядом существенных преимуществ. Эти редукторы обычно реализуют многозонное и многопарное зубчатые зацепления, которые обеспечивают высокую точность и крутильную жесткость при небольших габаритных размерах и массе. Кроме того, эти механизмы имеют малый приведенный к входному валу момент инерции.

Оригинальным конструктивным решением, в котором рационально сочетаются достоинства волновых и кривошипно-планетарных механизмов (КПМ), является комбинированный планетарно-волновой механизм (КПВМ) [1].

Конструкция этого механизма (рис. 1) обеспечивает параллельное соединение КПМ и ВЗП внешнего деформирования. Входной энергетический поток при передаче и преобразовании энергии в таком механизме разбивается на несколько потоков (при двух сателлитах — на четыре), а затем вновь суммируется на выходном звене. Это позволяет существенно повысить жесткость и точность механизма без существенного увеличения габаритных размеров и массы. При параллельной работе волнового и планетарного механизмов первый обеспечивает отсутствие люфта в передаче вследствие податливости гибкого колеса. При малых нагрузках, когда люфт в планетарном механизме еще не выбран, работает только волновая передача. С увеличением

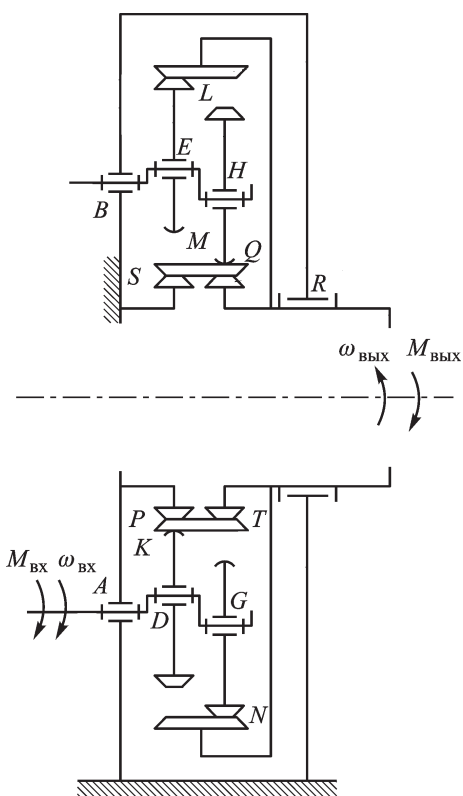


Рис. 1. Схема комбинированного планетарно-волнового механизма

Составляются уравнения равновесия для звеньев механизма, а действия отброшенных связей заменяются соответствующими реакциями. Общее число уравнений для всех n подвижных звеньев составит $N_y = 3n$.

Известно [2], что в таком механизме каждая низшая пара вносит в расчетные уравнения две неизвестные величины, а каждая высшая пара — одну. Поэтому все кинематические пары вносят $N_F = 2p_n + 1p_v$ неизвестных. Эти неизвестные относятся к силам в кинематических парах, т.е. к внутренним силам. Конкретно N_F неизвестных представляют собой модули этих сил, линейные координаты точек их приложения, угловые координаты линий их действия.

В силу увеличения многозонности и многопарности в механизме увеличивается число избыточных связей. Если механизм имеет избыточные связи, то для его кинестатического исследования необходимо записать столько дополнительных уравнений, сколько избыточных связей q имеет механизм.

В результате структурного анализа плоского КПВМ [3, 4] получено:

нагрузки в работу включается планетарная передача. Поскольку планетарная передача имеет более высокие значения модуля и диаметра зубчатых колес, то и ее жесткость больше жесткости волновой передачи. Поэтому при больших нагрузках основная часть нагрузки воспринимается планетарным механизмом, а меньшая — волновым.

Задача силового расчета заключается в определении реакций в кинематических парах механизма при заданных внешних силах. Реакции в кинематических парах необходимо знать для расчета элементов конструкции механизма на прочность, жесткость, износостойкость, для выбора размеров и материалов деталей узлов, подбора смазочного материала, а также определения КПД.

Реакции в кинематических парах определяются методом кинестатики.

$n = 8$ — число подвижных звеньев;

$p_n = 12$ и $p_b = 6$ — число низших и высших кинематических пар;

$q = 7$ — число избыточных связей;

$W = 1$ — число подвижностей механизма.

Из структурного анализа КПВМ можно сделать вывод, что рассматриваемый механизм является статически неопределимым и для его силового расчета необходимо к уравнениям кинетостатики добавить семь дополнительных уравнений.

Идеальный КПВМ является симметричным механизмом, так как параллельно соединенные в нем идеальные ВЗП и КПП симметричны. В реальном же механизме из-за различного вида погрешностей (изготовления, сборки и др.) распределение реакций между зонами зацепления ВЗП и КПП будет неравномерным. Чтобы учесть асимметричность механизма, возникающую из-за погрешностей, вводят коэффициенты неравномерности k распределения сил в волновых зубчатых передачах и муфте, в КПП, в кривошипных валиках деформирующих шайб при распределении нагрузки между деформирующими шайбами.

Остальные дополнительные уравнения реализуются из условия равенства деформаций замкнутой системы с симметричными зонами зацепления. Рассмотрим механизм с двумя симметричными зонами зацепления. Это может быть волновой зубчатый механизм или же КПП. В таком механизме один элемент считается жестким, а другой податливым. Чтобы найти распределение сил между зонами зацепления в таком механизме, рассмотрим упругое перемещение выходного звена под действием некоторого момента $M_c = M_{\text{вых}}$, считая колесо жестким, а зацепление податливым.

Тогда упругое перемещение контактной точки в каждой зоне

$$\delta n_1 = \delta n_2 = \delta \varphi r_b, \quad (1)$$

где $\delta \varphi$ — угол поворота выходного звена; r_b — радиус основной окружности.

При одинаковой деформации силы в зоне зацепления будут пропорциональны жесткостям. В той зоне, где жесткость выше при одинаковой деформации, силы будут больше:

$$F_{n1} = C_{1z} \delta n_1 \text{ и } F_{n2} = C_{2z} \delta n_2;$$

$$\frac{F_{n1}}{F_{n2}} = \frac{C_{1z}}{C_{2z}},$$

где C_{1z} и C_{2z} — приведенная жесткость зон зацепления.

Поскольку модуль зубчатого зацепления КПП существенно больше модуля волнового механизма, рассмотрим упругое перемещение под действием деформаций во внутреннем эвольвентном зацеплении. Считая сам сателлит жестким, а кривошипные валы податливыми, принимаем, что под действием внешней нагрузки сателлит поворачивается

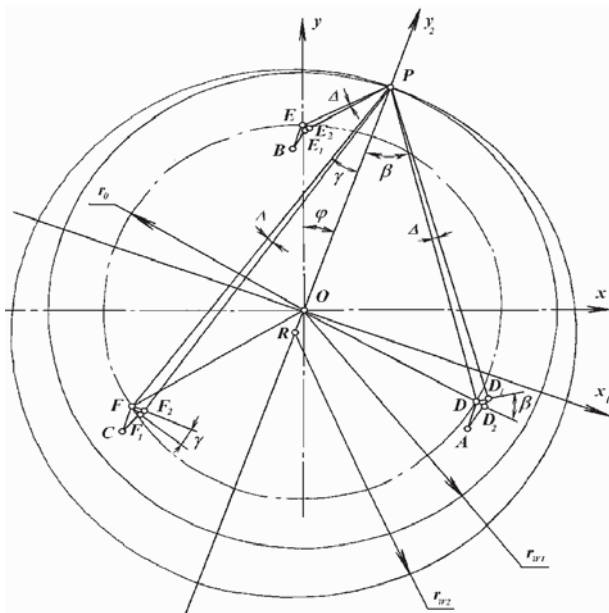


Рис. 2. Схема деформирования спутника

относительно полюса зацепления на угол Δ . При этом кривошип CF деформируется на величину δl_{CF} , а кривошип DA — на δl_{DA} . Схема деформирования приведена на рис. 2.

Из $\triangle POF$ и $\triangle POD$ после геометрических преобразований получим

$$\frac{F_D}{l_{PD} \sin \beta} = -\frac{F_F}{l_{PF} \sin \gamma}.$$

Искомое уравнение связи реакции в шарнире F и реакции в шарнире D запишем в виде

$$F_D = -F_F \frac{l_{PD} \sin \beta}{l_{PF} \sin \gamma}.$$

Это уравнение в совокупности с уравнением проекции сил на ось y_2 и уравнением моментов сил образует систему для определения нормальных реакций в кинематических парах спутника F_E^n , F_D^n и F_F^n .

Для определения реакций в кинематических парах необходимо найти соотношения между реакциями в зацеплении волнового и планетарного механизмов. Крутящий момент через деформирующие шайбы преобразуется одновременно в волновом зубчатом и внутреннем эвольвентном зацеплениях. При этом деформации в зацеплениях одинаковы, а силы пропорциональны жесткости зацеплений. Для определения сил в волновом и зубчатом зацеплениях составляется уравнение упругих перемещений (1). Выходное звено механизма считается жестким, а зацепления — упругими, имеющими приведенную жесткость C_P — для планетарного и C_V — для волнового механизмов. Выходное

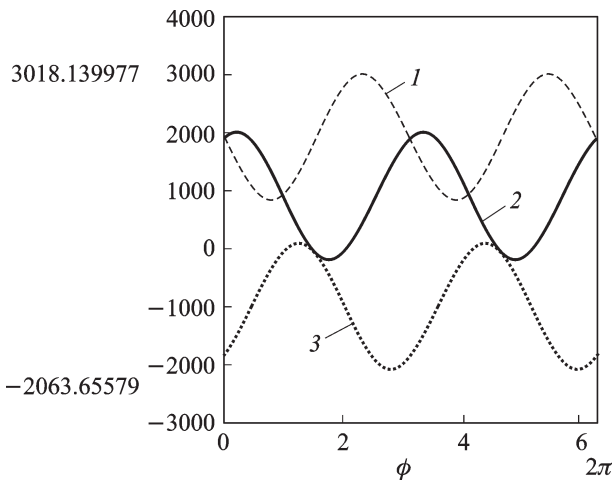


Рис. 3. Графики изменения нормальных составляющих реакций в кинематических парах сателлита:
 1 — F_E^n ; 2 — F_D^n ; 3 — F_F^n

звено — общее для волнового и планетарного механизмов, следовательно, угол поворота выходного звена для обеих передач одинаков. Используя расчетную схему, можно записать

$$\Delta r_{в.жP} C_P = 2F_P \text{ — для планетарного механизма;}$$

$$\Delta r_{в.жV} C_V = 2F_V \text{ — для волнового механизма,}$$

откуда

$$\Delta_{ж} = \frac{2F_P}{C_P r_{в.жP}} = \frac{2F_V}{C_V r_{в.жV}};$$

$$F_P = F_V \frac{C_P r_{в.жP}}{C_V r_{в.жV}}, \quad (2)$$

где $r_{в.жP}$ и $r_{в.жV}$ — радиусы основных окружностей жестких колес планетарной и волновой передач.

Если M_C — момент на выходном валу, то усилия в зацеплениях определяются из уравнения

$$M_C = 2F_P r_{в.жP} + 2F_V r_{в.жV}.$$

С учетом уравнения (2) после преобразований получаем

$$F_V = \frac{M_C}{2r_{в.жV} \left[\frac{C_P}{C_V} \left(\frac{r_{в.жP}}{r_{в.жV}} \right)^2 + 1 \right]}.$$

По изложенной методике проведены силовые расчеты планетарно-волнового механизма с $U = 200$ и моментом нагрузки на выходном валу $600 \text{ Н}\cdot\text{м}$. На рис. 3 приведены графики изменения нормальных составляющих реакций в кинематических парах сателлита.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 1569467 СССР, МКИ F16H 1/00. Устройство для передачи и преобразования вращательного движения / В.Б. Тарабарин, Ф.И. Фурсяк и др.
2. Теория механизмов и механика машин / Под ред. К.В. Фролова. – М., 2004.
3. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В. Использование метода графов в структурном анализе планетарно-волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2010. – № 2. – С. 3–14.
4. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1991. – 288 с.

Статья поступила в редакцию 13.10.2010



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 170 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 170 scientific and pedagogic-methodical publications in the field of automatic 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 40 научных работ в области проектирования волновых и планетарных механизмов.

M.V. Samoilova (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 40 publications in the field of design of the wave and planetary mechanisms.