

УДК 621.833.389; 621.914.5
DOI 10.22213/2413-1172-2017-2-4-8

Е. С. Трубачев, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ПЕРСПЕКТИВЫ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЬЕВ С ПОМОЩЬЮ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИХ СЕМЕЙСТВ ПРОИЗВОДЯЩИХ ЛИНИЙ

Введение

Говоря об исследованиях поверхностей, образованных двухпараметрическим движением производящих линий, профессор М. Л. Ерихов отметил их «недостаточное развитие, что, по-видимому, связано с ограниченным использованием таких поверхностей в качестве сопряженных» [1]. Однако такие поверхности встречаются и имеют перспективу развития. Поводом для обобщений, предпринятых в [2] и в настоящей работе, послужило предложение за относительно короткий срок трех различных вариантов применения двухпараметрических семейств производящих линий для формообразования зубьев в спироидных передачах.

Нарезание зубьев спироидного колеса летучим резцом

В классическом варианте нарезания зубьев червячных и спироидных колес летучим резцом (рис. 1, а) вращающийся согласованно с заготовкой инструмент подается вдоль оси своего вращения; согласованно с этим резец совершает дополнительный поворот вокруг своей оси (точнее, соответствующий дополнительный поворот – $\varphi_2^{(2)}$ – придает колесу). В общем случае наряду с тангенциальной могут осу-

ществляться радиальная или вертикальная подачи (рис. 1, б) [3], и в этом случае следует считать, что формируемая поверхность зуба образуется двухпараметрическим семейством производящих линий. Два независимых параметра семейства (рис. 1) – угол $\varphi_0^{(1)}$ инструмента и координата $z_0^{(2)}$ его в движении подачи (изменение координат x_0, y_0 при радиальной и вертикальной подачах и дополнительный поворот $\varphi_2^{(2)}$ нарезаемого колеса зависимы от $z_0^{(2)}$).

При фиксированном значении параметра $z_0^{(2)}$ при каждом обороте резца вокруг оси оправки в заготовке колеса остается след от реза (рис. 2, а). На поверхности следа можно определить два семейства, вообще говоря, несовпадающих линий, которые можно считать параметрическими, – линий l_{f_1} , совпадающих с производящей линией в разных ее положениях (касательный вектор f_2), и линий $l_{\varphi(1)j}$ – траекторий относительного движения точек производящих линий (касательный вектор $v_{s2}^{(1)} = v_{f2}^{(1)} - v_2^{(1)}$ – вектор относительной скорости в первом из двух независимых движений), рис. 2, б. Нормаль к поверхности следа

$$\mathbf{n} = \mathbf{f}_2 \times \mathbf{v}_{s2}^{(1)}. \quad (1)$$

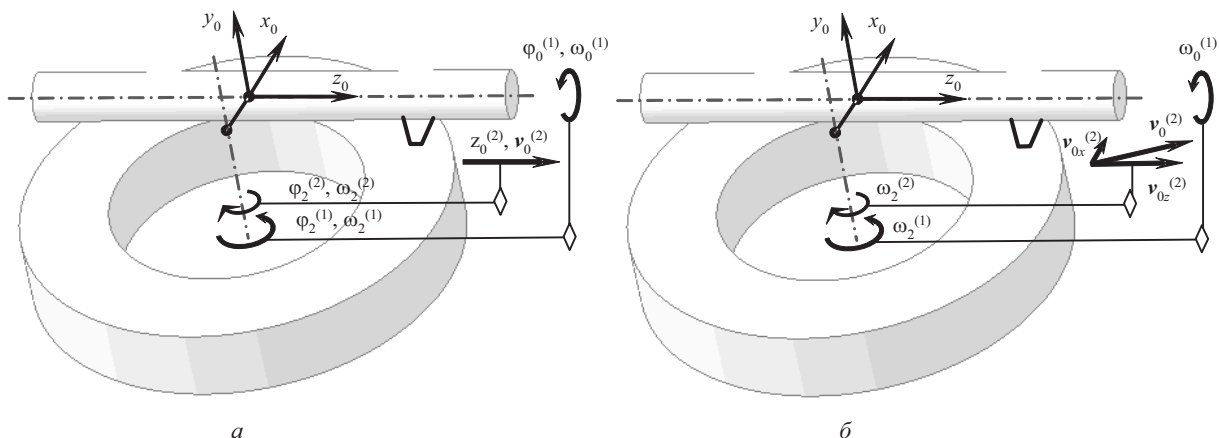


Рис. 1. Формообразование зубьев спироидного колеса производящей линией – режущей кромкой летучего резца

При изменении второго параметра движения ($z_0^{(2)}$) следы от резов смещаются относительно заготовки, несколько изменяя свою форму. Поверхность,

формируемую летучим резцом, можно представить как огибающую семейства таких искусственно введенных производящих поверхностей. Кинематиче-

ское условие для поиска огибающей семейства таких поверхностей – ортогональность нормали \mathbf{n} и вектора $\mathbf{v}_{s2}^{(2)}$ относительной скорости во втором из двух независимых движений:

$$\mathbf{n}\mathbf{v}_{s2}^{(2)} = 0. \quad (2)$$

Подстановка (1) в (2) дает уравнение поверхности формируемого зуба:

$$\left[\mathbf{f}_2 \mathbf{v}_{s2}^{(1)} \mathbf{v}_{s2}^{(2)} \right] = 0. \quad (3)$$

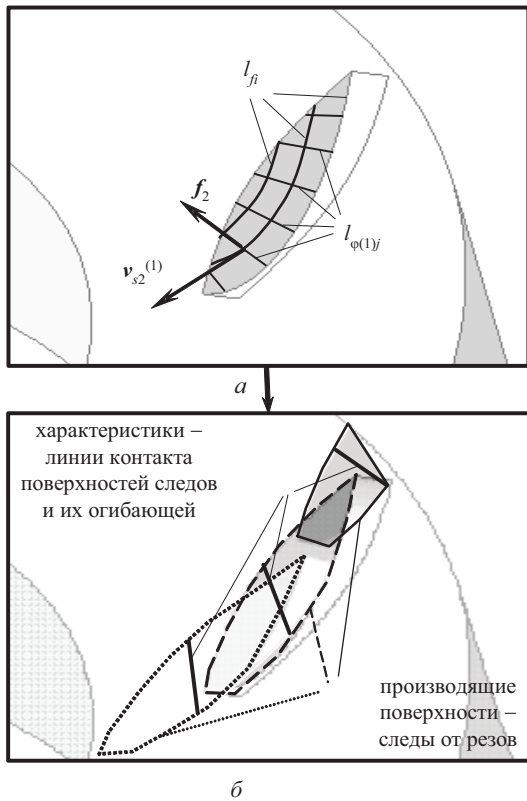


Рис. 2. Образование зуба спироидного колеса летучим резцом

Нарезание зубьев спироидного колеса плоской резцовой головкой

В новой схеме обработки зубьев спироидных колес [4] используется плоская резцовая головка (рис. 3), которая совершает согласованное с колесом вращение и подается вдоль своей плоскости при согласованном довороте колеса (рис. 3, а).

Формируемая таким образом поверхность зуба образуется в двухпараметрическом относительном движении производящей линии. Два независимых параметра движения – угол $\phi_0^{(1)}$ поворота резцовой головки резца и межосевое расстояние $a_{w0}^{(2)}$ в станочном зацеплении (или угол $\gamma_0^{(2)}$ при дуговой подаче, рис. 3, б). Все рассуждения относительно последовательности образования зуба, приведенные выше для случая формообразования летучим резцом, справедливы и для формообразования резцовой головкой, поэтому точки формируемой поверхности также можно найти, используя зависимость (3).

Нарезание червяка торцовой резцовой головкой с непрерывным делением

Предложенная в [5] схема нарезания витков многозаходных червяков с помощью торцовой резцовой головки показана на рис. 4. Резцовая головка и формируемый червяк согласованно вращаются с угловыми скоростями, соответственно, $\omega_0^{(1)}$ и $\omega_1^{(1)}$, с передаточным отношением i_{01} , равным отношению числа нарезаемых заходов $z_{(1)}$ к числу резцов (пар резцов) $z_{(0)}$ головки. Подача инструмента со скоростью $\mathbf{v}_0^{(2)}$ осуществляется вдоль оси червяка согласованно с дополнительным поворотом (угловая скорость $\omega_1^{(2)}$) последнего.

И в этом случае боковые поверхности витков образуются в двухпараметрическом движении производящих линий – режущих кромок резцов головки. Первым параметром является угол $\phi_0^{(1)}$ поворота резцовой головки, вторым – координата $z_1^{(2)}$, характеризующая ее положение вдоль оси червяка. Расчет координат точек поверхности можно вести по зависимости, аналогичной (3):

$$\left[\mathbf{f}_{01} \mathbf{v}_{s1}^{(1)} \mathbf{v}_{s1}^{(2)} \right] = 0. \quad (4)$$

Выбор параметров формообразования

Часто проектирование сопряженной передачи предшествует синтезу локализованного контакта, который можно выполнять, внося изменения в параметры формообразования сопряженных поверхностей зубьев. В частности, проектирование спироидной передачи ведется в следующей последовательности [6]:

- 1) выбор схемы передачи (рис. 5);
- 2) расчет сопряженной геометрии витков червяка и зубьев колеса;
- 3) выбор параметров формообразования по локальным условиям [7];
- 4) нелокальные оценки локализованного контакта [8].

Параметры формообразования витков червяка определяются на шаге 2). Для описанной выше новой схемы формообразования это делается исходя из условий коллинеарности векторов $\mathbf{v}_{s1}^{(1)}$ и $\mathbf{v}_{s1}^{(2)}$ и вектора \mathbf{w}_1 , касательного к винтовой линии червяка, в точке касания делительного цилиндра червяка и делительной плоскости резцовой головки:

$$\mathbf{w}_1 \times \mathbf{v}_{s1}^{(1)} = 0, \quad \mathbf{w}_1 \times \mathbf{v}_{s1}^{(2)} = 0. \quad (5)$$

На сопряженных поверхностях колеса на шаге 3) выбираются расчетные точки и формулируются следующие условия:

– ортогональность контакт-нормали \mathbf{n} и векторов $\mathbf{v}_{s2}^{(1)}$ и $\mathbf{v}_{s2}^{(2)}$:

$$\mathbf{n}\mathbf{v}_{s2}^{(1)} = 0; \quad \mathbf{n}\mathbf{v}_{s2}^{(2)} = 0; \quad (6)$$

– ортогональность \mathbf{n} и вектора \mathbf{f}_{02} , касательного к производящей линии:

$$\mathbf{n}\mathbf{f}_{02} = 0. \quad (7)$$

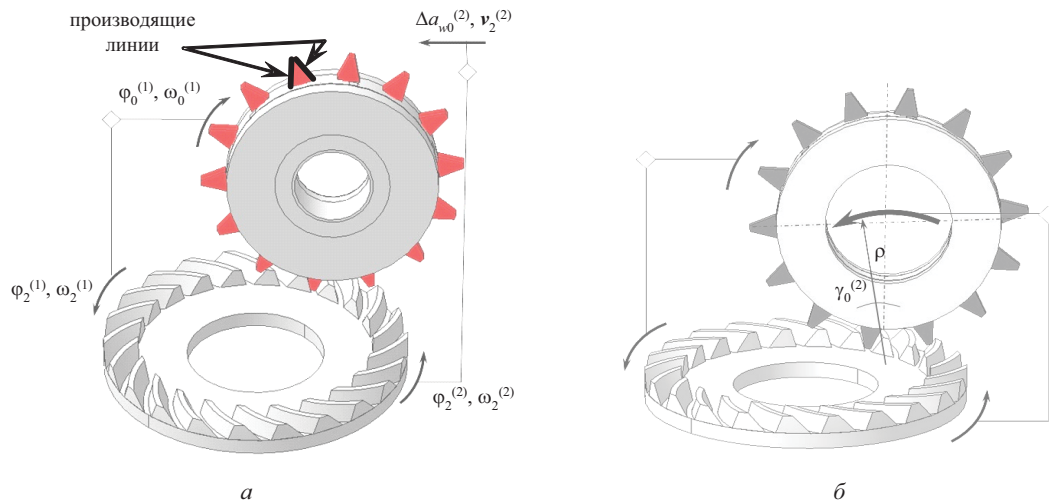


Рис. 3. Формообразование зубьев спирального колеса производящей линией – режущей кромкой резца резцовой головки:
а – при согласованном довороте колеса; б – при дуговой подаче

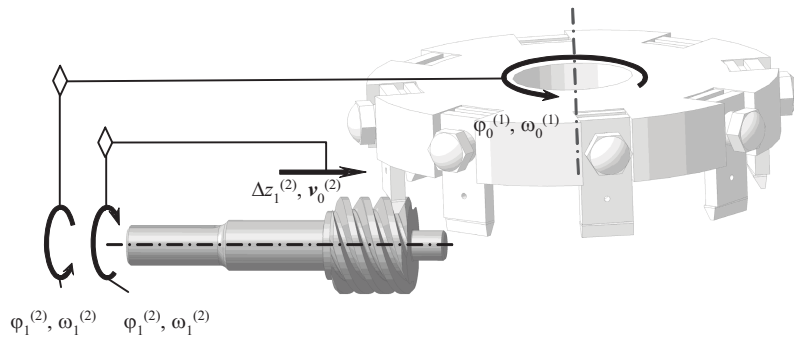


Рис. 4. Формообразование витков многозаходного червяка производящей линией – режущей кромкой резца торцовой резцовой головки

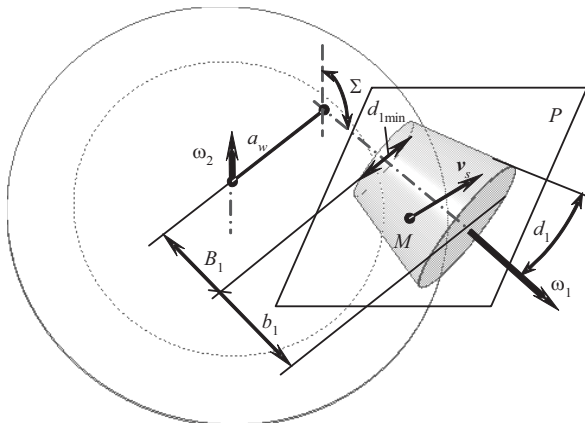


Рис. 5. Схема передачи

Для формулирования более общих условий выбора параметров примем следующее:

- к началу синтеза известна схема передачи (шаг 1);
- рассматриваем точечный сопряженный контакт;
- рассматриваются условия сопряжения лишь первого порядка [9].

Касательная плоскость к каждой из сопряженных поверхностей определяется любой парой из троек, вообще говоря, неколлинеарных векторов – $\mathbf{f}_{1(2)}$, $\mathbf{v}_{s1(2)}^{(1)}$, $\mathbf{v}_{s1(2)}^{(2)}$. Касательные плоскости формируемых

поверхностей передачи должны совпасть; в единой касательной плоскости Π должны располагаться векторы $\mathbf{f}_{1(2)}$, $\mathbf{v}_{s1(2)}^{(1)}$, $\mathbf{v}_{s1(2)}^{(2)}$ и вектор \mathbf{v}_s относительной скорости в передаче:

$$(\mathbf{f}_1, \mathbf{v}_{s1}^{(1)}, \mathbf{v}_{s1}^{(2)}, \mathbf{f}_2, \mathbf{v}_{s2}^{(1)}, \mathbf{v}_{s2}^{(2)}, \mathbf{v}_s) \in \Pi. \quad (8)$$

Если условие (8) выполнено на всем рабочем участке линии зацепления, образуется сопряженное зацепление. При синтезе локализованного контакта условие (8) необходимо выполнить в локальной окрестности расчетной точки M .

Условие (8) допускает большой произвол в выборе направлений входящих в него векторов. Рассмотрим дополнительные условия. Как обычно, при синтезе точку касания M начальных поверхностей (рис. 5) разумно выбирать в качестве расчетной и векторы $\mathbf{v}_{s1(2)}^{(1)}$, $\mathbf{v}_{s1(2)}^{(2)}$ производящих линий относительно каждого из звеньев располагать в расчетной плоскости P (рис. 5), являющейся касательной к начальным поверхностям и имеющей нормаль \mathbf{N} :

$$\mathbf{N}\mathbf{v}_{s1(2)}^{(1)} = 0, \quad \mathbf{N}\mathbf{v}_{s1(2)}^{(2)} = 0, \quad (9)$$

или, если звенья вращаются, через абсолютные скорости $\mathbf{v}_{f1(f2)}^{(1)}$ и $\mathbf{v}_{f1(f2)}^{(2)}$:

$$\mathbf{N}\mathbf{v}_{f1(f2)}^{(1)} = 0, \quad \mathbf{N}\mathbf{v}_{f1(f2)}^{(2)} = 0. \quad (10)$$

Более жесткие требования можно составить исходя из условия касания друг друга в расчетной точке M линий зубьев звеньев на начальных поверхностях. Это обеспечивается совмещением направлений входящих в (8) четырех векторов относительных скоростей в независимых движениях производящих линий – $\mathbf{v}_{s1}^{(1)}$, $\mathbf{v}_{s1}^{(2)}$, $\mathbf{v}_{s2}^{(1)}$, $\mathbf{v}_{s2}^{(2)}$. Для передач с параллельными и пересекающимися осями выбор направления линии зубьев во многом произволен. Для гиперболических передач вектор, касательный к линиям зубьев (и векторы $\mathbf{v}_{s1}^{(1)}$, $\mathbf{v}_{s1}^{(2)}$, $\mathbf{v}_{s2}^{(1)}$, $\mathbf{v}_{s2}^{(2)}$), должен быть коллинеарным вектору \mathbf{v}_s относительной скорости в передаче:

$$\mathbf{v}_{s1}^{(1)} // \mathbf{v}_{s1}^{(2)} // \mathbf{v}_{s2}^{(1)} // \mathbf{v}_{s2}^{(2)} // \mathbf{v}_s. \quad (11)$$

Выполнения этого требования в точке M можно добиться, изменяя направление абсолютных скоростей $\mathbf{v}_{l(2)}^{(1)}$ и $\mathbf{v}_{l(2)}^{(2)}$ в плоскости P и изменяя соотношение этих скоростей и скоростей звеньев $\mathbf{v}_{1(2)}^{(1)}$ и $\mathbf{v}_{1(2)}^{(2)}$.

Выполнение требования (11) в точке M допускает произвол в выборе направления одной из произ-

водящих линий (одного из векторов \mathbf{f}_1 или \mathbf{f}_2); направление второй должно быть выбрано из условия (8).

Некоторые перспективы

Комбинация вращательных движений, применяемая при организации двухпараметрических движений производящих линий, проста в реализации и дает лучшую динамику и производительность нарезания не только при использовании традиционных зуборезных инструментов дискового и торцового типов, но и новых решений – плоских и цилиндрических резцовых головок (рис. 3, 6, 7). Они также обеспечивают высокую жесткость, возможности применения твердосплавных пластин и отдельного снятия припуска с разноименных поверхностей зубьев. Дополнительные преимущества применения новых инструментов:

- простота установки и контроля резцов при наладке и заточке;
- снижение окружной составляющей силы резания и сосредоточения основной работы резания на мощном приводе шпинделя изделия.

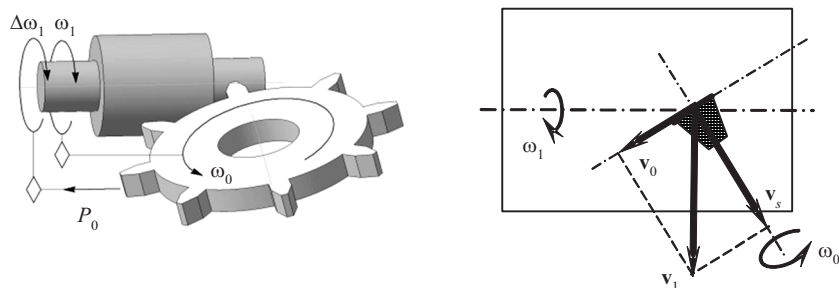


Рис. 6. Схема нарезания червяка плоской резцовой головкой

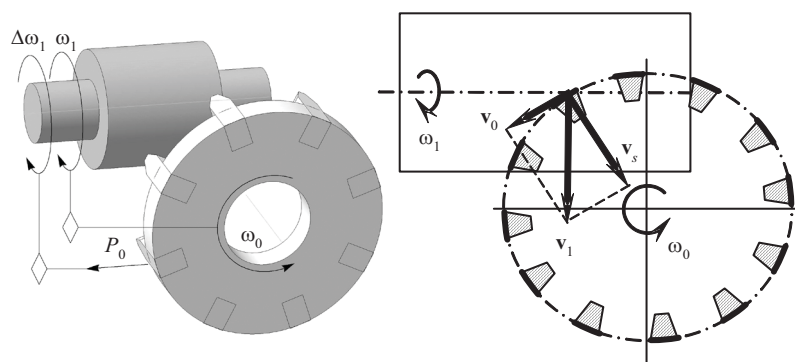


Рис. 7. Схема нарезания червяка цилиндрической резцовой головкой

Как показано в [10], комбинацию вращательных движений, необходимых для организации двухпараметрических движений, можно реализовать на сравнительно простых, дешевых и распространенных токарно-винторезных станках с ЧПУ при небольшой их модернизации.

Библиографические ссылки

1. Ерихов М. Л. Принципы систематики, методы анализа, и вопросы синтеза схем зубчатых зацеплений : дис. ... д-ра техн. наук. – Хабаровск, 1972. – 373 с.

2. Trubachev E. S. Several Issues of Tooth Generating Process by Two-Parametric Families of Generating Lines / pp.97–116. Theory and Practice of Gearing and Transmissions. In Honor of Professor Faydor L. Litvin, Goldfarb V., Barmina N. (Eds.). 2016, IX, 450 p.

3. Трубачев Е. С., Семакин Н. Н. Развитие метода обработки зубьев спироидного колеса обкаточным резцом // Инновационные технологии в машиностроении и приборостроении : материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвященной 50-летию ИжГТУ. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2002. – Ч. 2. – С. 327–336.

4. Трубочев Е. С., Злобина П. А., Логинов С. Е. Новая схема формообразования зубьев спироидных колес // Интеллектуальные системы в производстве. – 2011. – № 3. – С. 178–184.

5. Трубочев Е. С., Зубкова А. И. Метод нарезания витков многозаходных цилиндрических червяков // Теория и практика зубчатых передач : сб. тр. междунар. симпозиума (21–23 января, 2014 г., Россия, Ижевск). – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2013. – С. 238–243. – ISBN 978-5-7526-0629-8.

6. Goldfarb V. I., Trubachev E. S. Development and Application of Computer-Aided Design and Tooth Contact Analysis

Получено 07.04.2017

of Spiral-Type Gears With Cylindrical Worms // Technical Paper for AGMA FTM, 2002, USA, p. 17–21.

7. Литвин Ф. Л., Тимофеев Б. П., Рубцов В. Н. Синтез обкатных и полуобкатных конических передач с круговыми зубьями по локальным условиям // Механика машин. – 1971. – Вып. 31-32. – С. 40–49.

8. Сегаль М. Г. Об определении границ пятна контакта зубьев конических и гипоидных передач // Машиноведение. – 1972. – № 4. – С. 61–68.

9. Шевелева Г. И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. – М. : Станкин, 1999. – 494 с.

10. Трубочев Е. С., Злобина П. А., Логинов С. Е. Указ. соч.

УДК 62-233.3/.9

DOI 10.22213/2413-1172-2017-2-8-12

В. Н. Ражиков, доктор технических наук, профессор, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург

А. Н. Беляев, аспирант, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ВИДА $K-H-V$

Вследствие особенностей конструктивного исполнения планетарных передач $K-H-V$, а также принципов их работы расчет кинематической точности отличается от такого расчета для цилиндрических зубчатых передач. Поэтому существующий стандарт ГОСТ 21098–82 «Цепи кинематические. Методы расчета точности» нельзя использовать без введения соответствующих корректировок.

Приведенный ниже расчет кинематической погрешности передачи $K-H-V$ проводится для оценки среднего значения, поэтому допуски и погрешности элементов передачи принимаются равными значениям середины поля рассеивания рассматриваемых величин.

Обозначим допуск на кинематическую погрешность передачи $K-H-V$ через (F'_{i0}) , ее величина будет складываться из двух составляющих – кинематической погрешности планетарного зубчатого зацепления $(F'_{i0})_z$ и кинематической погрешности механизма параллельных кривошипов $(F'_{i0})_k$, передающего вращение от сателлитов звену V :

$$(F'_{i0}) = (F'_{i0})_z + (F'_{i0})_k.$$

Значение $(F'_{i0})_z$ в соответствии с рекомендациями ГОСТ 21098–82 можно найти из выражения

$$(F'_{i0})_z = \left[\sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right], \quad (1)$$

где F'_{i1} – допуск на суммарную кинематическую погрешность сателлитов; $E_{\Sigma M1}$ – суммарная приведенная погрешность монтажа сателлитов; F'_{i2} – допуск на кинематическую погрешность колеса внутреннего зацепления (центрального зубчатого колеса, ЦЗК); $E_{\Sigma M2}$ – суммарная приведенная погрешность монтажа ЦЗК.

Допуски на суммарную кинематическую погрешность обоих сателлитов и центрального зубчатого колеса включают допуски на расчетную накопленную погрешность шагов зубьев сателлитов (колеса) $F_{p1}(F_{p2})$ и допуски на расчетную погрешность профилей зубьев сателлитов (колеса) $F_{f1\Sigma}(F_{f2\Sigma})$:

$$F'_{i1(2)} = F_{p1(2)} + f_{f1(2)\Sigma}.$$

Для сателлитов и ЦЗК рассматриваемой передачи, выполненных по 5-й степени точности по ГОСТ 9178–81, допуски на накопленную погрешность шагов и профилей зубьев равны $F_{p1} = F_{p2} = 16$ мкм; $f_{f1} = f_{f2} = 5$ мкм.

В планетарной передаче $K-H-V$ движение на выходной вал 2 (звено V) передается одновременно с двух сателлитов 3, зубья которых перекатываются по одному и тому же зубчатому венцу колеса внутреннего зацепления 4 в диаметрально противоположных зонах контакта (рис. 1). Обычно накопленная погрешность шагов зубчатых колес в зависимости от угла поворота подчиняется закону, близкому к синусоидальному. В этом случае накопленные погрешности шагов зубьев ЦЗК в диаметрально проти-