

Далее находятся первые производные функций $r_{01}(t)^{(i)} = r_{011}$, $r_{02}(t)^{(i)} = r_{021}$, $r_{12}(t)^{(i)} = r_{121}$, а коэффициенты при t^3 (обозначим их через x_{i3} , y_{i3} , z_{i3} ($i = 0, 1, 2$)) выразятся следующим образом

$$x_{03} = \frac{1}{6} f_{m_1} \left(-\frac{3(x_{10} - x_{00})r_{011}}{2r_{01}^{5/2}} + \frac{-x_{01} + x_{11}}{r_{01}^{3/2}} \right) + \frac{1}{6} f_{m_2} \left(-\frac{3(x_{20} - x_{00})r_{021}}{2r_{02}^{5/2}} + \frac{-x_{01} + x_{21}}{r_{02}^{3/2}} \right);$$

$$y_{03} = \frac{1}{6} f_{m_1} \left(-\frac{3(y_{10} - y_{00})r_{011}}{2r_{01}^{5/2}} + \frac{-y_{01} + y_{11}}{r_{01}^{3/2}} \right) + \frac{1}{6} f_{m_2} \left(-\frac{3(y_{20} - y_{00})r_{021}}{2r_{02}^{5/2}} + \frac{-y_{01} + y_{21}}{r_{02}^{3/2}} \right);$$

и т.д. Все дальнейшие вычисления проводятся с помощью пакета Maple.

Список использованных источников

1. Дубошин Г. Небесная механика. — М., 1975. — С. 426.

УДК 622.002.5:531.112

РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

С.В. Жерносек, А.В. Локтионов

УО «Витебский государственный технологический университет», г. Витебск, Беларусь

В процессе резания расчет задних углов, выражающих реальную величину зазора между поверхностью инструмента и поверхностью резания, непосредственно связан с изучением перемещения инструмента и обрабатываемого объекта. Задний угол движения α_d измеряется между вектором относительной скорости резания и касательной к траектории сложного пространственного движения инструмента в заданной точке [1, 2].

На чертежах резцов указываются геометрические параметры, полученные при заточке. При работе механизма приходится изменять положение режущего лезвия относительно обрабатываемого массива, а в зависимости от положения вершины резца изменяются направления вектора скорости и геометрические параметры резцов в состоянии движения, которыми определяется процесс резания и износ инструментов.

Для использования закономерностей движения резцов при разработке исполнительных механизмов определяются следующие расчетные зависимости: скорость движения инструмента, его ориентация относительно траектории движения и вытекающие из требований кинематики углы заточки (или установки) инструмента.

При обработке массива кинематические углы резцов не должны превышать их геометрические значения. Иначе массив разрушается боковыми и задними гранями резцов, увеличиваются расход режущего инструмента, усилия и мощность резания, что является одной из причин малоэффективной работы машин.

Аналитическому расчету кинематических параметров резцовых исполнительных механизмов посвящены исследования А.С. Архангельского, В.Г. Унгефуга, Л.Б. Глатмана, Е.К. Губенкова, Г.И. Грановского, Н.П. Юдина, Б.Н. Толстых [1-3]. В работе В.Г. Унгефуга получены общие параметрические уравнения движения резца в пространственной системе координат и найдена скорость его движения. Кинематические углы Ψ_1 и Ψ_2 вектора абсолютной скорости движения инструмента определяются как линейные углы, образуемые вектором \vec{V} абсолютной скорости и его проекцией на плоскость вращения инструмента (угол Ψ_1) и на плоскость, нормальную к

радиусу вращения инструмента (угол Ψ_2). В работе даны рекомендации по проектированию режущего инструмента, предложена конструкция резца, углы заточки которого обеспечивают рациональные условия резания с учетом Ψ_1 и Ψ_2 . Работа Н.П. Юдина включает в себя определение и исследование абсолютной скорости движения резцов и ее частных значений, в которых определена зависимость между скоростью вращения водила и углом установки резцов на рабочих дисках. Б.Н. Толстых предложил расчетные зависимости между скоростью вращения водила и углом установки резцов на рабочих дисках. Исследования выполнены без учета поступательного перемещения исполнительного механизма, а расчетные зависимости применимы только для рассматриваемого исполнительного органа. При кинематическом исследовании исполнительного механизма В.Б. Санкин предложил расчетные зависимости, которые довольно громоздки, основаны на поочередном сложении скоростей, требуют пространственных изображений положения резца и построения косоугольного параллелепипеда. Кроме того, вряд ли целесообразно вычисление косинуса угла между вектором абсолютной скорости и осью резца. Найденные зависимости достаточно сложны и применимы только для рассмотренного исполнительного механизма.

Разработанные на основе аналитической геометрии указанные выше расчетные зависимости и пространственные схемы громоздки и трудоемки для составления применительно к сложному движению разрушающего исполнительного механизма. Его поступательная подача не учитывается, так как математическое описание перемещающихся плоскостей и определение угла между ними значительно усложняют расчетную схему и кинематический расчет в целом. Кинематические углы в процессе резания не соответствуют геометрическим углам режущего инструмента. Для сравнения геометрии резца с его кинематическими углами необходим дополнительный перерасчет полученных зависимостей. Их трактовка у каждого автора различна, отличаются также методы и методика их определения.

Установлено что, для обеспечения в процессе разрушения массива необходимых кинематических углов Ψ_1 и Ψ_2 боковые и задний углы резца в статике следует определять из выражений $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \psi / \cos \tau = V_x / V_y$, $\operatorname{tg} \tau = \operatorname{tg} \psi_2 / \cos \varphi = V_x / V_y$. Углы φ и τ являются кинематическими углами резца в процессе резания. Чтобы оценить эффективность резцов, а, следовательно, и исполнительного механизма достаточно знать отдельные составляющие вектора абсолютной скорости, которые устанавливают необходимые углы их заточки. Для определения угла φ необходимо знать V_x и V_y , а для определения угла τ - V_x и V_y . Кинематический угол ξ для передней грани находится по формуле $\operatorname{tg} \xi / 2 = V_x / V_x$. Ось X направлена вдоль оси резца, ось Y - перпендикулярно оси X в плоскости симметрии резца, ось Z - перпендикулярно плоскости симметрии резца.

Существующие методики и расчетные зависимости применимы только для одной конструкции исполнительного механизма, их нельзя использовать для совокупности органов. Исходные данные при расчетах различны и представлены в виде соотношений, не выделены основные конструктивные и кинематические параметры. Отсутствуют и расчетные формулы для общего случая движения исполнительных механизмов. При постановке задач следует использовать теорию кинематики точки и твердого тела. Пространственные расчетные схемы должны быть компактны, достаточно просты и при сложном движении режущего инструмента.

Полученные расчётные формулы позволяют определить скорость и ускорение точки M исполнительного механизма с тремя степенями подвижности матричным методом. Для численного расчёта можно использовать стандартные программы вычисления произведения матриц на ЭВМ. При заданном законе движения механизма получим уравнения траектории центра схвата в параметрической форме, где роль параметра играет t . Используя транспонированную матрицу, при заданных $x=x(t)$, $y=y(t)$, $z=z(t)$ получим траекторию центра схвата в подвижных координатных осях.

Изложенную методику расчета скорости и ускорения матричным методом можно использовать для двухзвенных и многозвенных исполнительных механизмов с тремя и более степенями подвижности, имеющие заданные исходные расчетные кинематические и конструктивные параметры.

Предлагаемая методика расчета кинематики исполнительных механизмов изложена в учебном пособии по теоретической механике [4], где представлены расчет кинематических параметров трехзвенного исполнительного механизма с тремя степенями подвижности при координатном способе задания движения, в цилиндрических и сферических координатах матричным методом и дана оценка методов расчета кинематических параметров исполнительных механизмов.

Список использованных источников

1. Грановский Г.И. Кинематика резания. – М.: Машгиз, 1947. – 200 с.
2. Грановский Г.И., Грановский В.Г. Резание металлов: Учебник для студентов машиностроительных и приборостроительных спец. вузов. –М.: Высшая школа, 1985. – 304 с., ил.
3. Локтионов А.В. К методике аналитического расчета кинематических параметров исполнительного механизма //Пути совершенствования технологических процессов в машиностроении. -Мн.: «Университетское», 1990. С. 150-155.
4. Теоретическая механика, статика и кинематика: учебное пособие / Локтионов А.В., Крыгина Л.Г.; УО «ВГТУ». –Витебск, 2005. -171 с.

УДК 621.837.7

**ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРЕРЫВИСТОГО
ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ**

**Е.Н. Гамзюк, А.Г. Семи́н,
А.В. Локтионов, А.М. Тимофеев**

*УО «Витебский государственный технологический
университет», г. Витебск, Беларусь*

Механизмы с остановками выходного звена часто применяются в машинах легкой и текстильной промышленности. Такой механизм используется для подачи ткани на швейной машине, который обеспечивает прерывистое движение сшиваемых деталей. Применять в этих случаях кулачковые, мальтийские механизмы нецелесообразно при высоких скоростях из-за больших динамических нагрузок.

Для сообщения исполнительным органам машин вращательного движения с остановками рекомендовано использовать простейший планетарный механизм внешнего зацепления с присоединенной к нему структурной группой кулиса–камень. Вокруг неподвижного центрального колеса с помощью водила вращается сателлит, на котором шарнирно закреплен камень, движущийся в прорези кулисы, вращающейся соосно с водилом. При равномерном вращении водила кулисы совершает прерывистое вращательное движение. Длительность остановки кулисы зависит от величины расстояния шарнира камня до оси вращения сателлита - чем дальше от центра сателлита расположен камень, тем длительнее остановка. Следует отметить, что остановка кулисы не является абсолютной и кулиса имеет некоторое перемещение, однако, при обработке податливых материалов, например, ткани, пряжи, оно незначительно. Во многих случаях это не отражается на работе машины.

Исследованиями механизма с внутренним зацеплением установлена его эффективность и возможность применения в случаях длительной остановки кулисы, достигающей 3/4 цикла машины. Применение других типов механизмов из-за больших