

УДК 621.865

КОМПЕНСАЦИЯ ВЗАИМОВЛИЯНИЯ И СТАТИЧЕСКАЯ РАЗГРУЗКА В МАНИПУЛЯЦИОННЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ РОБОТОВ

Умнов В.П.

ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича
и Николая Григорьевича Столетовых» (ВлГУ), Владимир, e-mail: mex-rob@yandex.ru

Работа исполнительных устройств манипуляционных роботов происходит в условиях существенно взаимовлияния звеньев через статические и динамические нагрузки. Компенсация этого взаимовлияния способствует улучшению энергодинамических характеристик робота. В исполнительных кинематических цепях с вращательными парами пятого класса указанная компенсация может быть реализована за счет введения дополнительных удерживающих связей, которые в сочетании с основными звеньями позволяют разложить реактивные моменты в степенях подвижности на пары сил, не приводящих к взаимному влиянию степеней подвижности через статические моменты и динамические относительного движения. Для трансформирования статических моментов в шарниры с целью разложения на пары сил предложен синусно-косинусный механизм преобразования активного момента в реактивный. В механизме реализован принцип замыкания силового потока и показана возможность создания синусоидального уравновешивающего момента. Представлены математические зависимости реализации гармонического закона момента и компенсации остаточной неуравновешенности в механизмах сложной структуры при моделировании.

Ключевые слова: манипуляционная система, исполнительное устройство, взаимовлияние, компенсация, статическая разгрузка

COMPENSATION OF INTERFERENCE AND STATIC UNLOADING IN HANDLING EXECUTIVE SYSTEMS OF ROBOTS

Umnov V.P.

*The Federal State budgetary educational institution of higher professional education
«The Vladimir State University named after Alexander Grigorievich
and Nikolai Grigorievich Stoletovs» (VLSU), Vladimir, e-mail: mex-rob@yandex.ru*

Operation of actuation mechanisms of handling robots happens in the conditions of the essential interferences of links through static and dynamic loadings. Compensation of this interference promotes improvement of power dynamic characteristics of the robot. In executive kinematic chains with rotary the couples fifth class the specified compensation can be realized due to introduction of the additional holding communications which in combination with the main links allow to spread out the jet moments in mobility degrees to pairs of forces which aren't leading to mutual influence of degrees of mobility through the static moments and dynamic the relative movement. For transformation of the static moments in hinges for the purpose of decomposition on pairs of forces the sine-cosine mechanism of transformation of the active moment to the jet is offered. In the mechanism the principle of short circuit of a power stream is realized and possibility of creation of the sinusoidal counterbalancing moment is shown. Mathematical dependences of implementation of the harmonious law of the moment and compensation of residual unbalance in mechanisms of difficult structure when modeling are presented.

Keywords: handling system, actuation mechanism, interference, compensation, static unloading

Одной из задач, решаемых при создании робототехнических систем, является задача компенсации взаимовлияния звеньев исполнительного механизма через статическую и динамическую нагрузку. Цель компенсации – улучшение качества управления роботом. При этом, как правило, вычисляют составляющие (гравитационную, центробежную, кориолисову и инерционную) общей нагрузки, действующей в движущемся исполнительном механизме манипулятора, и формируют соответствующие корректирующие воздействия в структуре системы управления [1, 2, 7]. Частным случаем компенсации гравитационных нагрузок является статическая разгрузка с помощью механических устройств, пневмо- или гидроцилиндров [2, 7], которые, при этом, решают

задачу улучшения энергетических и массогабаритных показателей.

При динамическом анализе манипулирующих систем исполнительный механизм традиционно рассматривается как совокупность звеньев (жестких или упругих), соединенных кинематическими парами. Такое рассмотрение исполнительного механизма предопределяет одноканальное представление позиционных взаимосвязей и силовых взаимодействий через систему «звенья – кинематические пары» при любом методе описания динамических свойств манипулятора. В то же время, например, вращательная кинематическая пара пятого класса вращающийся момент, действующий вокруг оси пары, не передает. Влияние одного звена на другое, соединенных такой парой, в процессе движения происходит через

силы и реактивные моменты механизма передачи движения и других конструктивных элементов. Это обстоятельство указывает на возможность компенсации (уменьшения) взаимовлияния звеньев на этапе структурного синтеза исполнительного механизма.

Для анализа этих возможностей наиболее удобно воспользоваться обобщенным уравнением Даламбера, которое в явном виде отражает влияние эффектов движения звеньев на динамику им роботов. Согласно [6] уравнение движения вращательного звена им можно записать в виде

$$\begin{aligned} \mu_i = & (A_i^0 I_i A_i^{0T}) \ddot{A}_i^0 \omega_i + (A_i^0 \omega_i) \cdot [(A_i^0 I_i A_i^{0T}) (A_i^0 \omega_i)] + \\ & + A_i^{i+1} [A_{i+1}^0 \mu_{i+1} + (A_{i+1}^0 \lambda_i) \times (A_{i+1}^0 F_{i+1})] + \\ & + (A_i^0 \lambda_i + A_i^0 l_i) \cdot A_i^0 F_i. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь μ_i – момент в i -м шарнире ИМ; A_i^k (при $j, k = 0, 1, 2, \dots, i \dots n$) матрицы преобразования однородных координат в виде представления Денавита-Хартанберга; (x_o, y_o, z_o) – базовая система координат; I_i – тензор инерции; $\ddot{\omega}_i$ – условное ускорение звена; ω_i – его угловая скорость; λ_i – положение i -ой системы координат относительно начала $(i-1)$ -й системы координат; F_{i+1} – сила, действующая со стороны $i+1$ звена на i -е звено; l_i – положение центра масс i -го звена в i -й системе координат; F_i – суммарная сила, приложенная к центру масс i -го звена.

Из рассмотрения выражения (1) момент влияния других звеньев на i -звено сводится к выражению

$$\mu_i = A_i^{i+1} [A_{i+1}^0 \mu_{i+1} + (A_{i+1}^0 \lambda_i) \cdot (A_{i+1}^0 F_{i+1})]. \quad (2)$$

Как было отмечено ранее, вращательная пара 5-го класса момент не передает (относительно оси вращения), то в соответствии с выражением (2) существует потенциальная возможность исключить (или уменьшить) влияние момента μ_{i+1} на μ_i .

Представим момент μ_{i+1} в виде пары сил f_{i+1} на некотором сколько угодно малом, не приводящем к образованию статического нуля, плече r_{i+1} , расположенном в плоскости движения звеньев. В случае приложения к концам плеча r_{i+1} двух параллельных удерживающих связей сила f_{i+1} раскладывается по правилу параллелограмма на составляющие усилия $f_{i+1} = f_{i+1} = |0, f_{i+1}^1, f_{i+1}^2, 1|^T$, где f_{i+1}^1 – взаимно противоположные составляющие, действующие вдоль связей, f_{i+1}^2 – взаимно противоположные составляющие, действующие вдоль плеча r_{i+1} . Выражение для момента μ_{i+1} с учетом выполненного разложения будет иметь вид:

$$\mu_{i+1} = \begin{vmatrix} 0 & -r_{i+1}^2 & r_{i+1}^1 & 0 \\ r_{i+1}^2 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{i+1}^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} 0 \\ f_{i+1}^{11} & -f_{i+1}^{21} \\ -f_{i+1}^{22} & -f_{i+1}^{12} \\ 1 \end{vmatrix}.$$

Здесь цифрами указано разложение на оси координатной системы, выбор которых произволен.

Поскольку усилия f_{i+1}^2 равны, взаимно противоположны и действуют по одной прямой, то в случае приложения удерживающих связей в плоскости i -го звена, получим

$$\mu_{i+1} = r_{i+1}^2 f_{i+1}^{11}. \quad (4)$$

Из (4) следует, что в случае приложения в шарнирах i -го звена удерживающих связей, таких, чтобы $r_{i+1}^2 f_{i+1}^{11} = r_i^2 f_{Ri}^1$, где r_i^2 – плечо действия реакций связей f_{Ri}^1 в i -м шарнире момент μ_{i+1} будет оказывать малое (лишь через диссипативные силы, действующие в шарнирах) влияние на величину момента μ_i . Изложенное выше справедливо как для статических моментов, так и динамических, обусловленных относительным движением.

Для трансформирования статических моментов в шарниры с целью разложения на пары сил необходим синусно-косинусный механизм преобразования активного момента в реактивный. На рис. 1 изображен механизм [4] который в наибольшей степени подходит для решения поставленной задачи.

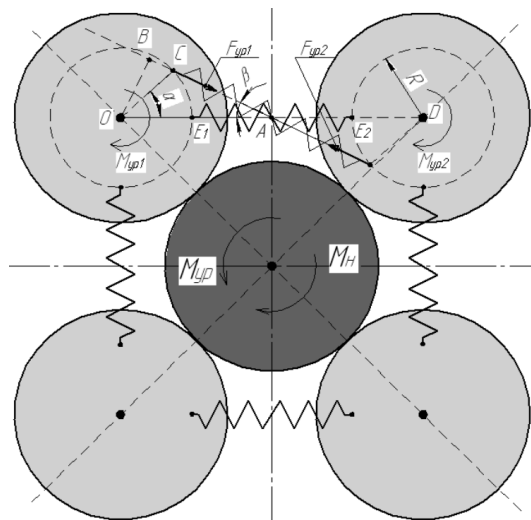


Рис. 1. Синусно-косинусный механизм разгрузки

Он представляет собой несколько зубчатых колес одинакового диаметра. Центральное колесо жестко соединено со звеном мани-

пулятора, а четыре другие колеса закреплены в корпусе. Центральное колесо вращается под действием статического момента нагрузки, а остальные обкатываются вокруг него; пружины растягиваются и создают при этом силы, стремящиеся вернуть их в начальное положение, тем самым создавая уравновешивающий момент. Уравновешивающий момент зависит от количества колес, обкатываемых вокруг центрального, соотношения диаметров колес, количества пружин, установленных на каждом колесе, жесткости пружин и мест их крепления к колесам. Особенностью данного синусно-косинусного механизма является то, что он позволяет получить замкнутый силовой поток.

Момент нагрузки M_n , возникающий от силы тяжести звена, определяется выражением

$$M_i = P \cdot L \cdot \sin q, \quad (5)$$

где P – сила тяжести звена, L – плечо действия силы, q – угол отклонения звена от начального положения. Уравновешивающий момент равен отношению момента нагрузки к КПД синусно-косинусного механизма:

$$M_{yp} = M_n / \eta. \quad (6)$$

Рассмотрим условия создания уравновешивающего момента одной пружиной при равенстве диаметров всех колес (рис. 2). Точки крепления пружины E_1 и E_2 находятся на одинаковом расстоянии от осей поворота колес.

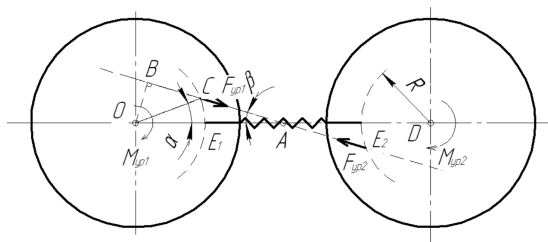


Рис. 2. Создание уравновешивающего момента одной пружиной

Уравновешивающий момент M_{yp1} , создаваемый одной пружиной, равен:

$$M_{yp1} = 2F_{yp1} \cdot OB; \quad (7)$$

$$OB = OA \cdot \sin \beta. \quad (8)$$

По теореме синусов имеем

$$\frac{CA}{\sin \alpha} = \frac{OC}{\sin \beta}. \quad (9)$$

Из (9) получаем

$$\sin \beta = \frac{OC}{CA} \cdot \sin \alpha. \quad (10)$$

Подставляем (10) в (8) и получаем

$$OB = \frac{OA \cdot OC}{CA} \cdot \sin \alpha \quad (11)$$

Тогда, подставляя (11) в (7), получим

$$M_{yp1} = 2F_{yp1} \cdot \frac{OA \cdot OC}{CA} \cdot \sin \alpha. \quad (12)$$

Имеем $CA = EA + \Delta$, где Δ – деформация пружины при растяжении.

Полагая, что

$$F_{yp1} = c \cdot (EA + \Delta), \quad (13)$$

получим

$$\begin{aligned} M_{yp1} &= 2 \cdot c \cdot (EA + \Delta) \cdot \frac{OA \cdot OC}{CA} \cdot \sin \alpha = \\ &= 2c \cdot OA \cdot OC \cdot \sin \alpha. \end{aligned} \quad (14)$$

Для всех N пружин

$$M_{yp} = 2 \cdot N \cdot c \cdot OA \cdot OC \cdot \sin q. \quad (15)$$

Так как $\sin q = \sin \alpha$, то

$$M_{yp} = 2 \cdot N \cdot c \cdot OA \cdot OC \cdot \sin \alpha. \quad (16)$$

Подставляя (16) в (7) и (6), имеем

$$\frac{P \cdot L \cdot \sin q}{\eta} = 2 \cdot N \cdot c \cdot OA \cdot OC \cdot \sin q. \quad (17)$$

Из (17) выразим жесткость одной пружины c :

$$c = \frac{P \cdot L}{2 \cdot N \cdot \eta \cdot OA \cdot OC}. \quad (18)$$

После расчета параметров пружин следует проверить работоспособность системы статической моментной разгрузки на компьютерной модели.

В механизмах сложной структуры, например, с параллельной кинематикой уравновешивающий момент может иметь сложную зависимость. В этом случае, для компенсации неуровненности можно использовать переменное передаточное отношение зубчатых колес (рис. 3).

Необходимый уравновешивающий момент можно представить в следующем виде:

$$M_{yp} = A_y(q) + H(q), \quad (19)$$

где $A_y(q)$ – уравновешивающий момент, обеспечиваемый исходным синусным механизмом; $H(q)$ – остаточный момент неуровненности. Величина $H(q)$ может быть получена в результате численного моделирования, в общем случае, как нелинейная функция от q . Эту нелинейную функцию можно представить некоторой аналитической зависимостью, например, кубическим

сплайном после интерполяции или экстраполяции исходной графической зависимости. Кубический сплайн будет иметь вид

$$H(q) = b_3q^3 + b_2q^2 + b_1q + b_0. \quad (20)$$

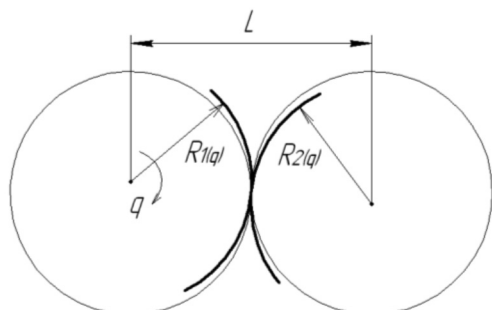


Рис. 3. Колеса с переменным передаточным отношением

На основании выражений (19) и (20) полное уравнивание механизма может обеспечить момент, определяемый выражением (21):

$$M_{yp} = h(q) \cdot A_y \cdot \sin q, \quad (21)$$

где $h(q)$ – некоторая нелинейная функция, величину которой можно определить из соотношения

$$A_y \cdot \sin q \cdot h(q) = A_y \cdot \sin q + H(q). \quad (22)$$

После преобразования получим

$$\begin{aligned} h(q) &= \frac{A_y \cdot \sin q + H(q)}{A_y \cdot \sin q} = \\ &= 1 + \frac{H(q)}{A_y \cdot \sin q} = 1 + D. \end{aligned} \quad (23)$$

Из рассмотрения рис. 3 имеем

$$i = \frac{R_1(q)}{R_2(q)}; \quad R_1(q) = L - R_2(q);$$

$$i = \frac{L - R_2(q)}{R_2(q)} = \frac{L}{R_2(q)} - 1.$$

Тогда $\frac{L}{R_2(q)} - 1 = 1 + D; \quad R_2(q) = \frac{L}{2 + D};$

$$R_1(q) = \frac{L(1 + D)}{2 + D}. \quad (24)$$

Выражения (24) определяют переменные радиусы зубчатого зацепления при обеспечении полной уравновешенности механизма.

Список литературы

1. Афонин В.Л. Обработка оборудования на основе механизмов параллельной структуры / В.Л. Афонин, П.В. Подзоров, В.В. Слепцов. – М.: МГТУ Станкин, 2006. – 449 с.
2. Корендяев А.И. Манипуляционные системы роботов / А.И. Корендяев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 472 с.
3. Умнов, В.П. Обеспечение минимального взаимовлияния звеньев в манипуляционных исполнительных системах роботов с вращательными кинематическими парами / В.П. Умнов, А.В. Власенков, А.А. Петров // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2011. – № 1. – С. 67–70.
4. Патент РФ № 2012115035 / 11,16.04.2012.
5. Умнов В.П., Гольцова Е.А., Молостов С.В., Власенков А.В., Соколов Н.Н., Попков А.А. Устройство для уравнивания моментов в поворотных механизмах // Патент России № 2496037. 2013. Бюл. № 29.
6. Фу К. Робототехника / К. Фу, Р. Гонсалес, К. Ли. – Пер. с англ.; Под ред. В.Г. Градецкого. – М.: Мир, 1989. – 624 с.
7. Юревич Е.И. Основы робототехники / Е.И. Юревич. – СПб.: БХВ – Петербург, 2005. – 416 с.