# МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК

Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

## УДК 621.865.8

## Использование пьезоактюаторов в активной системе 3-х мерной стабилизации информационных каналов

**Овсянкин Г.И.**, студент Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э.Баумана, кафедра «Специальная робототехника и мехатроника»

**Рушева Д.В.**, студент Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э.Баумана, кафедра «Специальная робототехника и мехатроника»

Научный руководитель: Бошляков А.А., к.т.н. Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э.Баумана, <u>kafsm7@sm.bmstu.ru</u>

В последнее время широкое распространение получили беспилотные аппараты для фотографирования текущей обстановки на местности. Требования к детализации фото и видеоматериалов достаточно высоки. Поэтому в системах аэрофотосъемки повысилось требование к высокоточной стабилизации на объекте съемки, что позволило бы получить видеоматериал высокого разрешения. Однако существующие системы не позволяют добиться нужных точностей или обладают высокими массогабаритными характеристиками. Целью данной работы является построение системы трехмерной стабилизации, обеспечивающей гашение колебаний частоты в диапазоне до 50 Гц и амплитудой до 20' Существует несколько подходов к решению поставленной проблемы:

## 1. Механические системы с противовесами

Основой данной стабилизации является стедикам, снизу к которой прикрепляется телескопическая штанга. Именно на ней находятся противовесы, как правило,-это диски,которые добавляются или убираются в соответсвии с весом камеры.Данная система достаточно проста в сборке и в применении.

Недостатками же являеются: отсутствие автоматического управления, раскачка самой системы, стабилизация только по одной или двум осям. Если механизм обладающий значительной инертностью совместить с обычным сервоприводом, то возникают самоусиливающиеся колебания.

#### 2. Механические системы с гироскопами

Для стабилизации камеры применяется гироскоп. На свободно качающейся платформе устанавливается камера вместе с тяжелым механическим гироскопом. Камера должна быть сбалансирована таким образом, что бы ось выключенного гироскопа была в строго вертикальном положении

Недостатки: эффект прецессии. большая масса, сопостовимая с весом нагрузки, необходимость высокой точности изготовления дисков

#### 3.Оптические системы [1]

В объективе, оснащенном системой IS, имеется дополнительная группа линз (блок стабилизации), размещенных в средней части. Электромагнитный привод позволяет смещать одну из линз этой группы относительно оптической оси объектива. Сигналы от установленных В корпусе объектива (камеры) гиросенсоров обрабатываются специализированным микропроцессором, который вычисляет величину и направление смещения изображения относительно оптической оси объектива. Оперируя этими данными, микропроцессор управляет электромагнитным приводом блока стабилизации, корректируя положение изображения за счет смещения подвижной двояковогнутой линзы по двум осям в плоскости, перпендикулярной оптической оси объектива. Для повышения точности работы системы стабилизации предусмотрены датчики положения подвижной линзы, передающие в микропроцессор данные о текущем положении этого элемента.

К минусам можно отнести возможность стабилизации лишь по двум осям, а также крайне низкий предел максимального отклонения (единицы градусов). Также при прохождении через группы линз падает светосила луча.

Могут использоваться в сочетании с другими системами стабилизации.

#### 4.Электромеханические системы

В данном виде систем, поворот камеры осуществляется электродвигателями, как правило, управляемых микропроцессором. Угол отклонения может определяться гироскопами различных типов.

Недостатки: обладает не высокими массогабаритными характеристиками, не позволяет достигнуть высокую точность съемки.

Для реализации рассматриваемой системы, предлагается использовать механизм с параллельной кинематикой или гексапод. Такие механизмы воспринимают нагрузку

подобно пространственным фермам, что повышает их точностные характеристики, и грузоподъемность всей системы. При заданной значених нагрузки подвижные звенья (штанги) механизма получаются намного легче, чем звенья аналогичного механизма с открытой кинематической цепью. Таким образом, жесткая структура с легкими звеньями позволяет значительно увеличить быстродействие и точность системы. Поэтому, исходя из возможностей таких механизмов, их применение в случае нашей системы допустимо и является целесообразным. При проектировании системы возникают следующие задачи: 1) найти приемлемую форму секций манипулятора; 2) найти их размеры. Первая задача сводится к выбору угловых размеров конструкции манипулятора, вторая – к оптимизации линейных размеров.

#### Физическая реализация системы

Для построения систему управления необходимо решить обратную кинематическую задачу.

Геометрия гексапода показана на рис. 1 и решается следующим образом:

Положение шарниров  $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$  в системе координат *AXYZ* определяется соответственно векторами

$$A_i = (A_{i,1}, A_{i,2}, A_{i,3}), B_i = (B_{i,1}, B_{i,2}, B_{i,3}), i \in [1:6]$$



Рис. 1. Геометрия гексапода с четырьмя степенями свободы

Положение платформы относительно основания определяется углами Эйлера  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  и вектором  $B = (X_B, Y_B, Z_B)$ . Геометрические соотношения между системами координат *AXYZ Bxyz* задаются в виде (4х4) -матрицы однородных преобразований

$$T = T(X_B, Y_B, Z_B, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & a_{1,3} & X_B \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & Y_B \\ a_{3,1} & a_{3,2} & a_{3,3} & Z_B \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Положение шарнира  $B_i, i \in [1:6]$  в системе координат AXYZ определяется вектором

$$[B_{i}] = \begin{pmatrix} [B_{i,1}] \\ [B_{i,2}] \\ [B_{i,3}] \\ 1 \end{pmatrix} = T \begin{pmatrix} B_{i,1} \\ B_{i,2} \\ B_{i,3} \\ 1 \end{pmatrix} = TB_{i}$$

Обобщенная координата  $l_i$ , как функция величин  $X_B, Y_B, Z_B, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  определяется выражением

$$l_i = l_i (X_B, Y_B, Z_B, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) = \sqrt{\sum (A_{i,j} + [B_{i,j}])^2, j = 1.2.3} \quad j = 1.2.3, \quad i \in [1:6].$$

Выражения для линейных и угловых скоростей и ускорений концов штанг  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$  (точек  $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ ) можно найти, дифференцируя и дважды дифференцируя по  $X_B, Y_B, Z_B, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  выражения. Во введенных обозначениях углы между штангой  $A_i B_i$ ,  $i \in [1:6]$  и осями системы координат *AXYZ* определяются формулой

$$\cos \gamma_{i,j} = \cos \gamma_{i,j} (X_B, Y_B, Z_B, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) = \frac{[B_{i,j}] - A_{i,j}}{l_i} \quad j = 1.2.3, ,$$

где углы  $\gamma_{i,1}, \gamma_{i,2}, \gamma_{i,3}$  - углы между штангой  $A_i B_i$  и осями AX, AY, AZ соответственно.

## Силы, действующие на платформу

Массу платформы обозначим М. В таком случае ее кинетическая энергия равна

$$E = \frac{1}{2} (MV_B^2 + J_x(\varphi_1)^2 + J_y(\varphi_2)^2 + J_z(\varphi_3)^2)$$
  
$$M \ddot{X}_B = \sum_{i=1}^6 F_i \cos \gamma_{i,1}, \quad M \ddot{Y}_B = -Mg + \sum_{i=1}^6 F_i \cos \gamma_{i,2}, \quad M \ddot{Z}_B = \sum_{i=1}^6 F_i \cos \gamma_{i,3},$$
  
$$J_x \ddot{\varphi}_1 = \sum_{i=1}^6 F_i \sum_{j=1}^3 (a_{i,j,1}(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) \cos \gamma_{i,j})$$



Рис. 2. Силы, действующие на платформу

В данных дифференциальных уравнениях силы  $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$  (см. рис. 2) это внешние (управляющие) силы, которые могут быть заданы как функции времени, как функции обобщенных координат  $X_B, Y_B, Z_B, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ , а также как функции длин «своих» стрежней  $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$ . Наоборот, при заданных законах изменения величин  $X_B, Y_B, Z_B, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  из этих уравнений могут быть найдены необходимые управляющие силы, как функции времени [2].

#### Построение модели системы

Моделирование кинематики и динамики нашей системы произведем при помощи MatLab. Simulink-модель будет выглядеть следующим образом:



Рис. 3. Общая модель системы



Рис. 4. Физическая модель гексапода

Модель состоит из 3-х блоков (рис. 3). В первом блоке, «*Platform*», создается модель системы, которая состоит из 2-2 платформ и 6 штанг (рис. 4).

Платформы реализованы блоком *«body»*, в которые задаются данные о массе системы и координаты точек, в которых находятся шарниры, соединяющие платформы со звеньями (рис. 5).



Рис. 5. Модель штанги гексапода

Каждое звено состоит из: двух центров масс, которые при помощи шарниров Гука присоединяются к платформам (*leg Universal*), и блоком «*Leg Cylindrical*», характеризующий взаимоотношение между ними. В данном случае – это поступательная пара. На вход «*Leg Cylindrical*» подается усилие с блока управления, которое необходимо для перемещения каждой точки платформы, а на выход данные о скорости и позиции звена.

Система управления механизма реализована из 2-х блоков «*Traektoriya zvenyev*» и «Controller». В «*Traektoriya zvenyev*» (рис. 6) мы задаем необходимые перемещения подвижной системы, вибрации, которые необходимо погасить



Рис. 6. Система управления

С учетом поставленной задачи, перемещение платформы, на которой расположен рабочий орган, можно описать вращением вокруг 3-х осей Х, Ү, Z (крен, тангаж и рыскание соответственно). За задание них отвечают три блока Sine Wave, в котором задается амплитуда колебаний и частота. Частота и амплитуда по заданию 50 Гц, 20'. Таким образом получаем положение платформы относительно основания и формируем матрицу поворота относительно неподвижного основания, которая затем в блоке «Matrix Mutltiply» переводится поворот каждой вершины платформы, посредством умножения матрицы поворота на матрицу координат вершин платформы «body\_pts». Далее происходит сложение позиционной матрицы и матрицы поворота. Следует отметить, что поступательные перемещения у платформы отсутствуют, но данная система оставляет возможность проведения данного исследования. Затем происходит вычитание координат нижней платформы и матрицы перемещения верхней, что позволяет получить матрицу состоящую из векторов каждого столбика. После чего результирующая матрица вместе с длинами каждой «ножки» поступает на блок «Compute vector of leg lengths», на выходе которого получаем матрицу, состоящую из удлинений каждого звена.



Рис. 7. Блок управления

Блок *«Controller»* (рис. 7) отвечает за управление нашей системой, он реализован на основе ПИД-регулятора. На вход этого контроллера является фактическое положение ног, скорость и желаемое положение звеньев, а на выходе получаем силу необходимую для перемещения верхней платформы.

Как результат, после симуляции системы мы получаем данные о положении звеньев, скорости, ошибку, характеризующее разность между желаемым и действительным положением платформы, и *3D* модель движения.



Рис. 8. Результаты моделирования

Первый график показывает положение каждой стойки системы. Второй график показывает сформированную ошибку. Третий график показывает усилия, которые возникают в каждой штанге системы. (см. рис. 8) На основании моделирования можно сформировать требования к приводам гексапода – величина перемещений, необходимое усилие, скорость срабатывания. Такими характеристиками обладают приводы, построенные на пьзоактюаторах.

#### Расчет параметров

Параметр	Тип актюатора		
	МПМА-1/30	МПМА-1/70	МПМА-1/90
Масса, г, не более	20	40	50
Габаритные и присоединительные размеры, мм х мм	ø16x32	ø16x52,5	ø16x74
Максимальное перемещение при напряжении 100В, мкм	16±10%	40±10%	60±10%
Развиваемое усилие (при напряжении постоянного тока +150В), Н, не менее	1200	1200	1200
Электрическая ёмкость, мкФ	4,0±20%	7,0±20%	9,0±20%
Сопротивление изоляции, МОм, не менее	40	20	15
Диапазон рабочих напряжений постоянного тока, В			
номинальный	100		
максимальный	150		
предельный	200		
Воздействие внешних факторов			
Рабочий диапазон температур, ⁰С	от минус 60 до +85		
Синусоидальная вибрация	Диапазон частот: 1-200 Гц; Амплитуда ускорения: 0,1 мм		
Механический одиночный удар	Длительность действия ударного ускорения: 2 мс; Пиковое ударное ускорение: 100 м/c <sup>2</sup>		
Рабочее атмосферное давление, мм рт. ст.			
повышенное	1500		
пониженное	15		
Срок службы, лет	10		
Наработка на отказ, час	25 000		

Исходя из требований, предъявляемым к системе, используя каталог фирмы Элпа, представленный в таблице, выбираем ,учитывая мультипликацию гекспода, пьезоактюатор МПМА-1/30В нашем пьезоактюаторе соблюдается следующее равновесие сил:

$$F_v = F_{2} + F_c + F_{\partial} + F_{\partial u \mu}$$
, где

 $F_{y} = K_{y} \cdot \Delta -$ усилие упругой деформации активных упругих компенсаторов, H;

 $F_{2} = d_{n} \cdot Y \cdot S_{0} \cdot E$  – усилие в активных упругих компенсаторах, вызванное приложенным электрическим полем, H;

 $F_{\scriptscriptstyle c}$  – статическое усилие, приложенное к исполнительному органу, H;

$$F_{s} = -K_{\delta} \cdot \frac{d\Delta}{dt}$$
 – демпфирующее усилие в активных упругих компенсаторах, H;

 $F_{duh} = -m_{\Sigma} \cdot \frac{d^2 \Delta}{dt^2}$  - динамическое усилие в активных упругих компенсаторах, H;

*F*<sub>у</sub> - коэффициаент упругости, Н/м;

 $m_{\Sigma}$  - суммарная приведенная подвижная масса, кг;

 $K_{\partial}$  - коэффициент демпфирования, кг/с.

Воспользуемся также выражением для тока смещения в диэлектрике. Учитывая, что для

пьезоэлектрических материалов, запишем

$$I_{CM} = S_0 \cdot \frac{dp}{dt}$$

Введем в уравнение прямого пьезоэффекта и продифференцируем полученную зависимость по времени, полагая модуль Юнга и диэлектрическую восприимчивость не зависящими от напряженности электрического поля и от механической напряженности в АУК. Подставив результат дифференцирования в уравнение выше, получим

$$I_{cm} = S_0 \cdot \frac{dU}{dt} + K_{\Pi} V$$
, где

 $C_0$  – емкость АУК, А;  $K_n = K_y \cdot d_n$  - коэффициент прямого пьезоэффекта, К/м;

 $U = E \cdot l_0$  - напряжение , приложенное к электродам АУК, В;

 $V = \frac{d\Delta}{dt}$  - скорость исполнительного органа, м/с;

 $K_{_{\mathfrak{M}}}^{2} = d_{n}^{2} \cdot Y / (\varepsilon_{0} \cdot \chi)$  - коэффициент электромеханической связи.

Установим связь между усилием F<sub>э</sub> и электрическим напряжением, приложенным к электродам АУК:

$$F_{\mathfrak{I}} = Y \cdot S_0 \cdot d_n \cdot E = \frac{Y \cdot S_0 \cdot d_n \cdot U}{l_0} = K_0 \cdot U$$
, где

 $K_0 = \frac{Y \cdot S_0 \cdot d_n}{l_0} = K_y \cdot d_n$  - коэффициент обратного пьезоэффекта, H/B.

Отметим, что коэффициенты обратного и прямого пьезоэффектов равны между собой.

Примем, что заряд АУК осуществляется от источника ЭДС (усилителя)  $e_{\pi}$  через эквивалентное внутреннее сопротивление последнего  $R_{\text{вт}}$ . Для такой цепи справедливо уравнение

$$\frac{e_n - U}{R_{_{6m}}} = I_{_{CM}}$$

После несложных преобразований получим

$$\frac{dF_{\mathfrak{s}}}{dt} = \frac{K_0 \cdot e_n - F_{\mathfrak{s}}}{C_0 \cdot R_{\mathfrak{s}m}} - \frac{K_0 \cdot K_n}{C_0} \cdot V$$

Данное уравнение в сочетании с двумя нижеприведенными, которые могут быть выведены из выражений для составляющих усилия *F<sub>a</sub>*:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{(F_{g} + F_{c} - K_{g} \cdot \Delta - K_{o} \cdot V)}{m_{\Sigma}};$$
$$\frac{dV}{dt} = V;$$

образуют полную систему дифференциальных уравнений, описывающих активные упругие компенсаторы с исполнительными органами при сделанных выше допущениях. На основании вышеприведенных трех уравнений составлена схема (рис. 9). Сворачивание структуры приводит к следующей передаточной функции активных упругих компенсаторов, управляемого от источника ЭДС:

$$W_{\Delta,e_n}^{3}(p) = \Delta \cdot \frac{p}{e_n(p)} = \frac{K_0}{1 + (R_{em} \cdot C_0 + \frac{K_o}{K_y} + R_{em} \cdot K_n \cdot \frac{K_0}{K_y})p + (\frac{m_{\Sigma}}{K_y} + R_{em} \cdot C_0 \cdot \frac{K_o}{K_y})p^2 + R_{em} \cdot C_0 \cdot \frac{m_{\Sigma}}{K_y}p^3}$$

$$= \frac{R_{em}K_{II}}{F_c}$$

$$= \frac{1}{U}$$

$$= \frac{V_{em}K_{II}}{F_{a}}$$



Рис. 9. Модель пьезоактюатора

Выражение выше показывает, что в активные упругие компенсаторах кроме демпфирования, обусловленного внтуренними диссипативными процессами, имеет место также демпфирование, связанное с прямым пьезоэффектом.

Для расчета нашей модели в программе Matlab нам необходимы следующие параметры:

-  $m_{\Sigma}$ , суммарная приведенная подвижная масса,

- К,, коэффициаент упругости,

- К<sub>0</sub>, коэффициент обратного пьезоэффекта,
- *К<sub>n</sub>*, коэффициент прямого пьезоэффекта,
- $K_{\partial}$ , коэффициент демпфирования,
- $C_0$ , электрическая емкость,
- *R*<sub>вт</sub>, внутреннее сопротивление источника ЭДС.

Примем  $m_{\Sigma} = 10,1$  кг;  $K_y = 124500000$  H/м ;  $K_0 = 13$  H/B;  $K_n = 13$  H/B;  $K_o = 89000$  кг/с;  $C_0 = 15$  мкФ;  $R_{em} = 10$  Ом;  $F_c = 600$  H;

Получаем схему с данными (рис. 10)



Рис. 10. Модель пьезоактюатора в MatLab



Рис. 11. График удлинения пьезоактюатора

На графике (рис. 11) показана величина выходного значения удлинения пьезоактюатора. Полученные данные совпадают с паспортными данными МПМА-1/30.



Рис. 12. График изменения усилия пьезоактюатора

На графике (рис. 12) показано выходное усилие, развиваемое пьезоатюатором для получения необходимого удлинения. Оно не превышает максимальное значение для данного актюатора.

Промоделировав нашу систему в матлабе, мы получили перемещения и усилия, удовлетворяющие требованиям к исполнительным механизмам нашей системы.

## <u>Заключение</u>

- Предложен вариант построения системы 3-х мерной стабилизации;
- Разработано математическое описание конструкции системы. Моделирование показало работоспособность предложенного подхода;
- Сформированы требования к исполнительным механизмам системы стабилизации;
- Показана возможность использования пьезоактюаторов в качестве исполнительных механизмов системы

#### Список литературы

1. Антохин А.И., Власов А.И., Косолапов И.А. Концепция системы стабилизации на базе МЭМС гироскопа // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон.

журн. 2011. № 10. Режим доступа: <u>http://technomag.edu.ru/doc/228456.html</u> (дата обращения 20.03.14).

- Каганов Ю.Т., Карпенко А.П. Математическое моделирование кинематики и динамики робота-манипулятора типа «хобот».
   Математические модели секции манипулятора, как механизма параллельной кинематики типа «гексапод» // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2009. № 11. Режим доступа: <u>http://technomag.bmstu.ru/doc/133731.html</u> (дата обращения 20.03.14).
- Официальный сайт Mathworks. Режим доступа: <u>http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/</u> (дата обращения 22.05.2014).
- 4. Никольский А.А. Точные двухканальные следящие электроприводы с пьезокомпенсаторами. М.: Энергоатомиздат. 1988. 160 с.
- 5. НИИ Элпа. Режим доступа: <u>http://www.elpapiezo.ru/</u> (дата обращения 22.05.2014).