

12

Формирование наноперемещений пьезоэлектрическим осциллятором и кинематической парой вращения

© А.М. Липанов, П.В. Гуляев, Е.Ю. Шелковников, А.В. Тюриков

Институт прикладной механики УрО РАН, Ижевск
E-mail: iit@udman.ru

Поступило в Редакцию 29 марта 2010 г.

Рассмотрен принцип формирования наноперемещений с помощью пьезоэлемента, нагруженного с одной стороны инерционным элементом, а с другой — кинематической парой вращения. Разработана модель такого пьезоэлемента для случая сухого трения в паре вращения, приведены результаты исследований, выполненных с ее помощью. Показано, что демпфирование колебаний пьезоэлемента повышает степень управления величиной перемещений. Описан привод, реализующий предложенный принцип формирования наноперемещений.

В настоящее время актуальность создания недорогих приводов наноперемещений не вызывает сомнений. Применяемые с этой целью пьезоэлементы обеспечивают высокую точность перемещений (доли ангстрем), однако имеют ограниченный диапазон (не более 1 мкм). При использовании в двигателях реализовать все потенциальные возможности пьезоэлементов, как правило, не удастся. Например, в широко распространенных линейных инерционных пьезоприводах [1] получение относительных смещений элементов кинематической пары величиной ниже 20–30 нм значительно затруднено вследствие негативного влияния силы трения [2]. Для формирования перемещений меньшей величины необходимо использовать более сложные кинематические пары, например безлюфтовую пару винт–гайка. Такая пара будет выполнять функции редуктора, преобразующего тангенсальные смещения элементов кинематической пары в поступательное перемещение винта.

Рассмотрим возможную кинематическую схему (рис. 1) инерционно-го привода для получения перемещений вращательно-поступательного типа. Пьезоэлемент I устройства, имеющий угловую жесткость c и

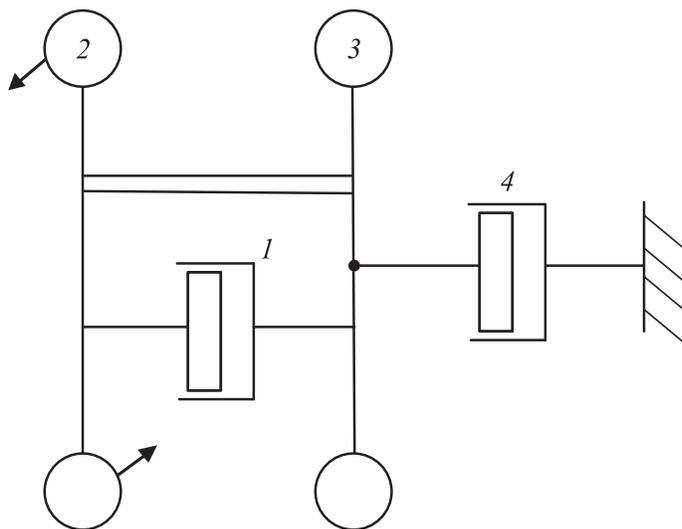


Рис. 1. Кинематическая схема инерционного привода вращательно-поступательного типа.

механическое сопротивление s , нагружен с одного конца инерционным элементом 2, а с другого конца — подвижным элементом 3 кинематической пары вращения, отличающейся наличием сухого трения с моментом M . При этом момент инерции θ_1 элемента 2 значительно превосходит момент инерции θ_2 элемента 3. Принцип работы устройства заключается в следующем. Неподвижный элемент 4 кинематической пары закрепляется на массивном основании, а подвижный жестко соединяется с пьезоэлементом. На электроды пьезоэлемента подается несимметричный пилообразный управляющий сигнал. При формировании пологого фронта управляющего сигнала происходит изгиб пьезоэлемента и медленное смещение инерционного элемента, сопровождающееся относительным покоем элементов кинематической пары. При формировании крутого среза управляющего сигнала напряжение на электродах пьезоэлемента за очень короткое время (доли миллисекунд) снижается до нуля. Поскольку инерционный элемент 2 не может также быстро переместиться в исходную точку, то пьезо-

элемент можно представить в виде упруго деформированного стержня, нагруженного с разных концов массой и силой трения. В результате сила упругости деформированного пьезоэлемента преодолевает силу трения в паре винт–гайка, вызывая относительное смещение элементов кинематической пары. При этом поступательное перемещение Δz винта оказывается значительно (\sim на 2 порядка) меньше величины изгибной деформации пьезоэлемента. В частности, для предварительной оценки Δz и величины углового перемещения инерционного элемента $\Delta\varphi_1$ можно использовать следующие выражения:

$$\Delta\varphi_1 = \frac{\Delta l}{r}, \quad \Delta z \leq \frac{\Delta\varphi_1 h}{360} = \frac{\Delta l h}{2\pi r},$$

где h — шаг резьбы; Δl — величина изгибного перемещения, который преодолевает центр тяжести инерционного элемента во время пологого фронта управляющего сигнала; r — радиус окружности, описываемой при вращении центром тяжести инерционного элемента. Из выражений следует, что при достаточно больших деформациях пьезоэлемента (десятки-сотни нанометров) теоретически возможно осуществление перемещений с точностью единицы-десятки ангстрем. Более точные оценки характера переходных процессов и величины шаговых перемещений могут быть получены, если описать кинематическую схему (рис. 1) с помощью системы дифференциальных уравнений. При этом будем рассматривать узлы кинематической пары трения как абсолютно жесткие тела. Кроме того, величину предварительного смещения в зоне контакта будем считать ничтожно малой. В результате работу кинематической схемы на этапе относительного смещения элементов пары трения можно описать с помощью следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \theta_1 \varphi'' + s(\varphi'_1 - \varphi'_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2) = 0, \\ \theta_2 \varphi''_2 - s(\varphi'_1 - \varphi'_2) + c(\varphi_1 - \varphi_2) + M \text{sign}(\varphi'_2 - \varphi'_0) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где θ_1 — момент инерции элемента 2; θ_2 — момент инерции массы 3; φ_0 — угловое перемещение гайки ($\varphi_0 = 0$, гайка закреплена); φ_1 — угловое перемещение инерционного элемента 2; φ_2 — угловое перемещение винта; M — момент силы трения; c — угловая жесткость пьезоэлемента.

Для расчета величины шагового перемещения φ_2 при воздействии ступенчатого сигнала величиной φ_1^0 представим систему (1) в форме Коши:

$$\begin{cases} \frac{d\varphi_1}{dt} = w_1, \\ \frac{d\varphi_2}{dt} = w_2, \\ \frac{dw_1}{dt} = \frac{1}{\theta_1}(-s w_1 + s w_2 + c[\varphi_2 - \varphi_1]), \\ \frac{dw_2}{dt} = \frac{1}{\theta_2}(s[w_1 - w_2] + c[\varphi_1 - \varphi_2] - M \text{sign}(w_2)), \end{cases} \quad (2)$$

с начальными условиями: $\varphi_1 = \varphi_1^0$; $\varphi_2 = 0$; $w_3 = 0$; $w_4 = 0$.

Решение системы (2) при $c = 350$; $\theta_1 = 0.00004$; $\theta_2 = 0.00001$ и различных φ_1^0 , s показано на рис. 2. Связь между поступательным перемещением винта и угловым перемещением инерционного элемента осуществляется с помощью коэффициента K :

$$K = \frac{\Delta z}{\Delta \varphi_2} = \frac{h}{360}.$$

Из графиков (рис. 2) следует, что зависимость величины поступательного перемещения винта от амплитуды управляющего сигнала не является линейной. Тем не менее демпфирование колебаний пьезоэлемента повышает степень контроля величины перемещения подвижного элемента кинематической пары. При необходимости с этой целью следует предусмотреть дополнительные элементы конструкции.

Экспериментальная проверка предложенного способа и схемы (рис. 1) получения наноразмерных перемещений осуществлена с помощью прототипа инерционного привода вращательно-поступательного типа, представленного на рис. 3, а. В качестве кинематической пары данного привода использована безлюфтовая пара винт-гайка (фирмы Haydon Switch & Instruments), работающая без смазочного материала. Кроме того, на одном из концов винта расположен дополнительный элемент сухого трения, состоящий из двух металлических пластин, приводимых в соприкосновение с помощью пружины. На другом конце винта закреплена титановая пластина с двумя консольно установленными пьезоэлектрическими пластинами. Противоположные концы

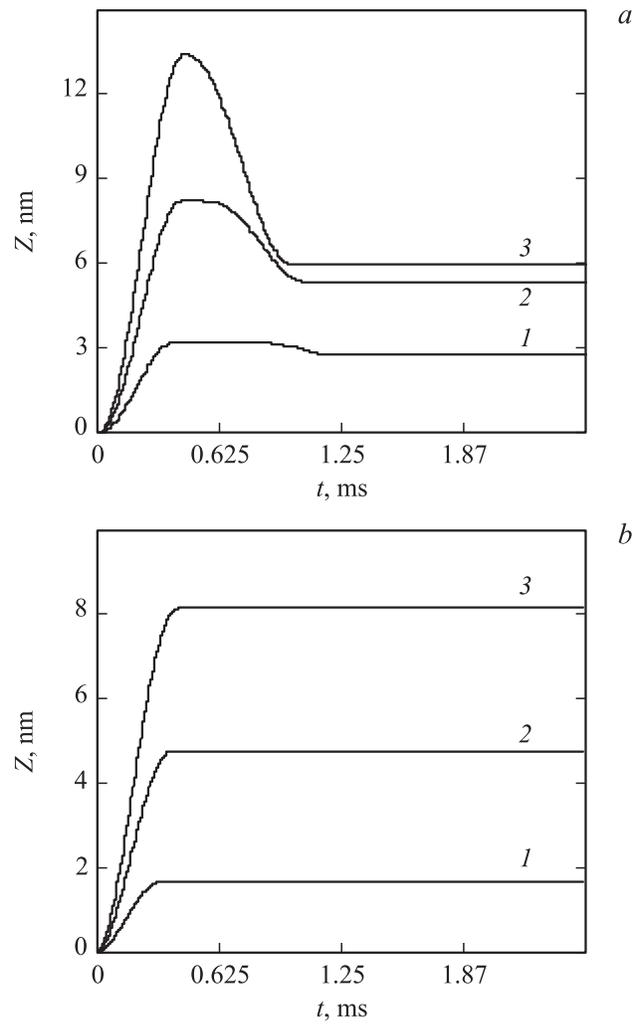


Рис. 2. Графики поступательного перемещения винта при различном угловом смещении пьезоэлемента φ_1^0 (1 — 0.0040, 2 — 0.0060, 3 — 0.0080) и различном механическом сопротивлении $s = 0.004$ (a) и $s = 0.04$ (b).

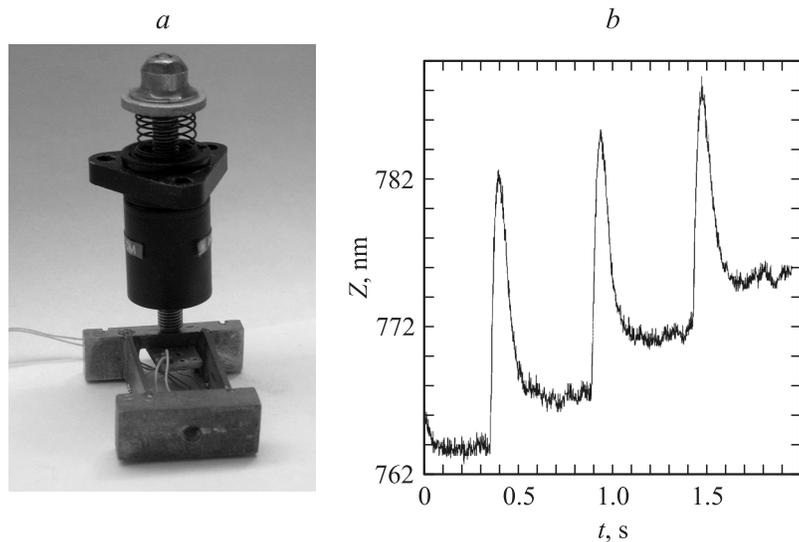


Рис. 3. Внешний вид привода (*a*) и график поступательного перемещения (*b*).

пластин соединены посредством инерционного элемента. Для определения величины поступательного перемещения использовался зондовый микроскоп компании NT-MDT (г. Зеленоград). Результаты измерений представлены на рис. 3, *b*. Форма кривой перемещения (рис. 3, *b*) соответствует графику *I* на рис. 2, *a*). При этом повышенные время релаксации и обратный ход обусловлены низкой угловой жесткостью и недостаточным демпфированием пьезоэлементов. Увеличение этих параметров приведет к сближению расчетных и экспериментальных графиков. Повышение угловой жесткости пьезоэлементов возможно, в частности, путем сокращения их длины. Повышение степени демпфирования за счет трения в кинематической паре снижает нагрузочную способность и коэффициент полезного действия привода. Более целесообразным является применение, например, электродинамических демпферов, воздействующих на инерционный элемент привода. Тем не менее наличие дополнительного элемента сухого трения (кроме участия в демпфировании) может быть обоснованным, когда в паре винт-гайка имеет место вязкое трение. Это может произойти при недостаточной

твердости, износе, загрязнении элементов кинематической пары вращения, а также при целенаправленном применении смазочных материалов.

Таким образом, предложенный принцип формирования наноперемещений с помощью пьезоэлемента, нагруженного с одной стороны инерционным элементом, а с другой — кинематической парой вращения, получил теоретическое и экспериментальное подтверждение. Результаты исследований могут быть использованы при разработке маломощных пьезоэлектрических приводов для высокоточных линейных и угловых перемещений.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке гранта РФФИ (проект № 10-08-00227-а).

Список литературы

- [1] *Липанов А.М., Гуляев П.В., Шелковников Е.Ю.* // Датчики и системы. 2004. № 9. С. 30–33.
- [2] *Геккер Ф.Р.* Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения. М.: Машиностроение, 1983. 168 с.