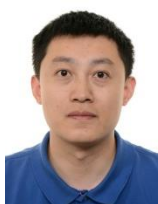


УДК 621.01, 621.08, 32.816-04

doi:10.18720/SPBPU/2/id-135

Янь Чуаньчао¹, А.Н. Волков², Чжан Цзиннянь³, Ши Шуанюань⁴

МЕХАТРОННЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ С ПРУЖИННЫМИ АККУМУЛЯТОРАМИ И ГИБКИМИ ЗВЕНЬЯМИ



¹Янь Чуаньчао,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)005-3226, E-mail: ychuanchao@mail.ru.



²Андрей Николаевич Волков,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (921)992-4700, E-mail: volkov-and-1@yandex.ru.



³Чжан Цзиннянь,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (906)273-1901, E-mail: niange6666@gmail.com.



⁴Ши Шуанюань,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра
Великого
Россия, Санкт-Петербург
Тел.: (911)995-2622, E-mail: bravoshi@yandex.ru.

Аннотация

В работе разработано схемное решение мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибкими звеньями передаточного механизма. Построена математическая модель, учитывающая конструктивные параметры привода, давление воздуха, алгоритм подкачки энергии, сухое трение в кинематических парах, жесткость пружины и ее предварительную деформацию. Проведен сравнительный анализ быстродействия таких приводов с пружинными аккумуляторами и без них. Верификация математической модели

выполнена на действующем макете. Результаты показали, что применение пружинного аккумулятора и гибкого звена для мехатронных пневматических приводов повышает быстродействие до 26% по сравнению с традиционными пневматическими приводами. Увеличение величины давления воздуха в цилиндре при компенсации энергии, жесткости пружины, радиуса шкива и предварительной деформации пружины повышает быстродействие.

Ключевые слова: быстродействие; компенсации энергии; робототехника; потери энергии, математическая модель, экспериментальный макет

Введение

Мехатронные приводы с пружинными аккумуляторами энергии обладают высоким быстродействием и энергоэффективностью [1-3], что обеспечивается рекуперацией и управляемым высвобождением потенциальной энергии упругих элементов. В работе [4] представлен патент, описывающий систему накопления энергии с использованием полиспаста. Привод включает опорную конструкцию, стальной трос, лебёдку, блок пружин и электроагрегат, совмещающий функции двигателя и генератора. Данный привод отличается высокой гибкостью работы и способностью обеспечивать быстродействие. Чжан Сяофэй и коллеги [5] разработали инновационный трёхзвенный пружинный механизм для прыжков, оснащённый функциями автоматического накопления энергии с последующим ее высвобождением и регулировкой высоты прыжка. Энергия в механизме накапливается путём поэтапного растяжения пружины с использованием стального троса. В сравнении с пневматическими роботами для прыжков, предложенный механизм показывает существенные преимущества в гибкости, практичности и широте возможных областей применения.

При разработке прыгающих роботов с пружинным приводом основным способом компенсации энергии, как показывают исследования [6-10], остаётся использование электродвигателей. В качестве альтернативы рассматриваются решения на базе гидравлических приводов [11], [12], которые показывают эффективность в условиях низкочастотных нагрузок с высокой амплитудой.

В работах [3], [13], [14] рассмотрен быстродействующий мехатронный пневматический привод возвратно-поступательного движения с интегрированным пружинным аккумулятором энергии на базе жёстких элементов. По сравнению с пневматическими приводами без пружинных аккумуляторов, он имеет меньшее запаздывание высвобождения запасенной энергии и меньшие потери. Жавнер М.В. и соавторы в [15], [16] исследовали пружинный энергоаккумулирующий привод на базе

кулисного механизма реализации кругового движения выходного звена. На основе соответствующей математической модели выполнен анализ влияния конструктивных параметров на его быстродействие.

Методы

С целью дальнейшего повышения быстродействия и энергоэффективности предлагается мехатронный привод с пружинным аккумулятором и фиксаторами выходного звена в крайних положениях на базе передаточного механизма с гибкими звеньями, которые соединяют выходное звено и пневматический цилиндр (Рисунок 1). Такое решение значительно снижает потери кинетической энергии выходного звена на неэффективное преобразование в движение других массивных подвижных звеньев. Гибкие звенья передаточного механизма облегчают интеграцию привода в технологических машинах.

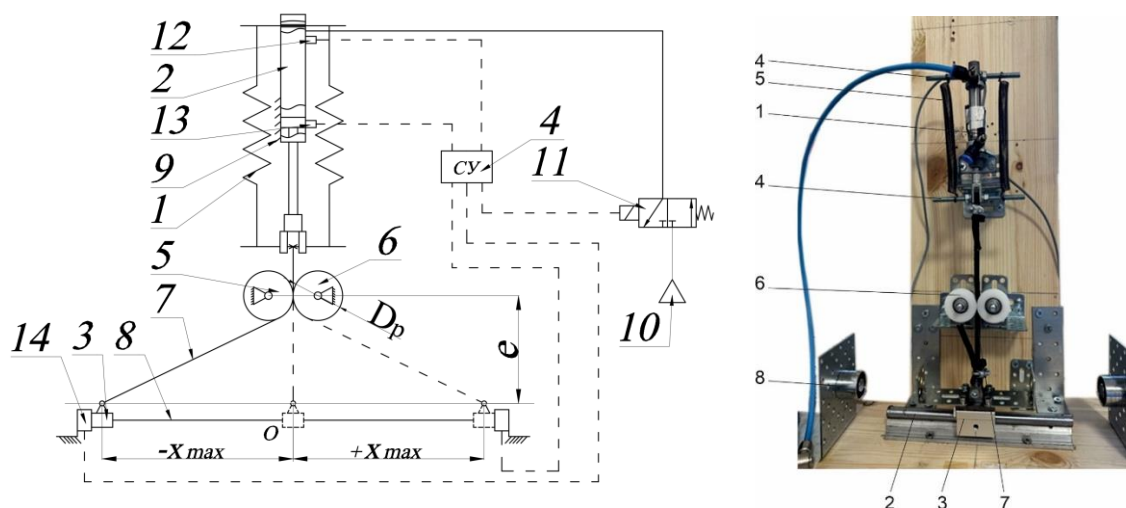


Рис. 1. Схема и экспериментальный макет мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибкими звеньями на базе передаточного механизма: 1 - пружина растяжения; 2 – пневматический цилиндр; 3 - выходное звено; 4 – система управления; 5,6 – шкив; 7 – гибкий элемент; 8 – направляющая; 9 – основание; 10 - блок подготовки воздуха; 11 – распределитель; 12,13 - датчики положения; 14 - фиксатор

В работе [17] предложены различные алгоритмы компенсации энергии для пружинного аккумулятора, включая компенсацию в начале хода выходного звена, в конце хода, в середине хода, а также в начале и конце хода или компенсацию на протяжении всего движения. В математической модели мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибкими звеньями в соответствии с его рабочими процессами рассматриваются три этапа функционирования:

1. Выходное звено находится в крайнем положении направляющей, а пружинный аккумулятор находится в состоянии накопления максимальной

потенциальной энергии. После отключения фиксатора выходное звено начинает перемещение вдоль направляющей до её средней точки. На этом этапе подача сжатого воздуха в цилиндр отсутствует. Потенциальная энергия пружины преобразуется в кинетическую энергию выходного звена и других подвижных элементов, а также частично теряется на преодоление сил трения.

2. После прохождения средней точки на направляющей изменяется конфигурация привода. В безштоковую полость цилиндра начинает поступать воздух, а из штоковой полости воздух сбрасывается в атмосферу. Кинетическая энергия выходного звена преобразуется в потенциальную энергию пружинного аккумулятора и потери энергии.

3. Выходное звено достигает заданной точки x_t на направляющей и магнитное кольцо поршня активирует датчик положения. В безштоковую полость цилиндра подаётся воздух с высоким давлением для компенсации потерь энергии, затраченной на преодоление сил трения, пока выходное звено не достигнет конечного положения направляющей. Гибкие звенья работают только растяжения, поэтому преобразование кинетической энергии выходного звена в потенциальную энергию пружины возможно только при условии, что скорость выходного звена превышает скорость других движущихся элементов привода.

Кинетическая энергия системы включает составляющие: выходное звено $E_в$, шток цилиндра $E_{ш}$, гибкий элемент $E_г$, шкив $E_{шк}$. Формулы для определения кинетической энергии подвижных звеньев привода с гибкими элементами представлены в Таблице 1:

Таблица 1. Формулы для определения кинетической энергии подвижных звеньев

кинетическая энергия выходного звена	$E_в = \frac{m \cdot \dot{x}(t)^2}{2},$	(1)
---	---	-----

где m – масса выходного звена;
 $\dot{x}(t)$ – скорость выходного звена.

кинетическая энергия шкива	$E_{шк} = \frac{I_{шк} \cdot \dot{\alpha}_2(t)^2}{2},$	(2)
-------------------------------	--	-----

где $m_{шк}$ – масса шкива;
 $I_{шк} = m_{шк} \cdot r^2$ – момент инерции шкива;
 $\dot{\alpha}_2(t)$ – угловая скорость шкива.

кинетическая энергия штока цилиндра	$E_{ш} = \frac{m_{ш} \cdot \dot{x}_{ш}(t)^2}{2},$	(3)
--	---	-----

где $m_{ш}$ – масса штока;
 $\dot{x}_{ш}(t)$ – скорость штока цилиндра.

кинетическая энергия гибкого элемента	$E_г = \frac{m_г \cdot \dot{x}_г(t)^2}{2},$	(4)
--	---	-----

где $m_г$ – масса гибкого элемента;

$$\dot{x}_3(t) = \frac{r \cdot e \cdot \dot{x}(t)}{x(t)^2 + e^2} - \text{скорость гибкого элемента;}$$

r – радиус шкива;

e – расстояние от оси опорного шарнира до оси направляющей.

Кинетическая

энергия в системе

$$E = E_6 + E_{ук} + E_{ш} + E_3, \quad (5)$$

$$E = \frac{m \dot{x}(t)^2}{2} + \frac{W \cdot r^2 \cdot e^2 \cdot \dot{x}(t)^2}{2 \cdot (x(t)^2 + e^2)^2}, \quad (6)$$

где

$$W = m_{ук} + m_3 + m_{ш}.$$

После двойного дифференцирования по скорости времени кинетической энергии системы можно получить первое слагаемое уравнения Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{x}} \right) = \ddot{x}(t) \cdot \left[m + \frac{W \cdot r^2 \cdot e^2}{(x(t)^2 + e^2)^2} - x(t) \cdot \frac{4 \cdot W \cdot r^2 \cdot e^2}{(x(t)^2 + e^2)^3} \right], \quad (7)$$

Второе слагаемое уравнения Лагранжа имеет вид

$$\frac{dE}{dx} = \dot{x}(t)^2 \cdot \left[-x(t) \cdot \frac{2 \cdot W \cdot r^2 \cdot e^2}{(x(t)^2 + e^2)^3} \right], \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{dE}{dx} = A_2(x(t)) \cdot \ddot{x}(t) - B_2(x(t)) \cdot \dot{x}(t)^2, \quad (9)$$

$$A_2(x(t)) = m + \frac{W \cdot r^2 \cdot e^2}{(x(t)^2 + e^2)^2} - x(t) \cdot \frac{4 \cdot W \cdot r^2 \cdot e^2}{(x(t)^2 + e^2)^3},$$

$$B_2(x(t)) = -x(t) \cdot \frac{2 \cdot W \cdot r^2 \cdot e^2}{(x(t)^2 + e^2)^3}.$$

Текущая деформация пружины $h_2(t)$, согласно рисунку 1, состоит из двух участков: прямолинейного участка OO_1 и участка, где гибкий элемент огибает направляющий ролик с углом охвата $\pi/2$ минус $\alpha_2(t)$. Сила от пружин определяется следующей формулой:

$$F_2(t) = c \Delta h_2(t), \quad (10)$$

где $h_2(t) = \sqrt{(x(t) - r + r \Delta \sin \alpha_2(t))^2 + (e - r \Delta \cos \alpha_2(t))^2} + r \Delta \alpha_2(t) - (e - r \cos \alpha_2(t)) + s_I$ – деформация пружины;

s_I – предварительная деформация пружины;

$\alpha_2(t) = -\frac{e x(t)}{x(t)^2 + e^2}$ – угол между направляющей и гибкими элементами;

$x_t(t)$ – место начала компенсации энергии.

Таким образом, результирующая сила $F_c^2(t, x(t))$, действующая на поршень, включает давление газа с обеих сторон поршня $P(t)$, силу трения между поршнем и стенками цилиндра, усилие от пружинного аккумулятора, а также постоянное сопротивление N в цилиндре.

$$F_c^2(t, x(t)) = F_2(t) + P(t) \cdot \text{sign}(x(t)) - N \cdot \text{sign}(x(t)) + F_m(x(t)), \quad (11)$$

где $F_m(x(t))$ – сила от электромагнита.

В приводе возникают силы трения, такие как сила трения $F_{н2}(t, x(t))$ между направляющей и выходным звеном, сила трения $F_{ш}(t, x(t))$ между шкивами и гибким элементом, а также сила трения $F_{с2}(t, x(t))$ в шарнирных соединениях между гибким элементом и выходным звеном.

Сила трения в шарнирных соединениях и опоре

$$F_{с2}(t, x(t)) = \frac{F_c^e(t, x(t)) \cdot f_c \cdot e \cdot \dot{x}(t) \cdot d}{2 \cdot (x(t)^2 + e^2)}, \quad (12)$$

где d – диаметр шарнирного соединения;

f_c – коэффициент трения в двух шарнирных соединениях (опора цилиндра и шарнир штока цилиндра).

Сила трения в направляющих возникает из-за взаимодействия суммарной силы и массы выходного звена

$$F_{н2}(t, x(t)) = [F_c^e(t, x(t)) \cdot \sin \alpha(t) + m \cdot g \cdot \text{sign}(\dot{x}(t))] \cdot f_n, \quad (13)$$

где f_n – коэффициент трения в направляющих.

Сила трения $F_{ш}(t, x(t))$ между шкивами и гибким элементом

$$F_{ш}(t, x(t)) = -F_c^e(t, x(t)) \cdot (\exp^{f_{ш} \cdot a_c(t)} - 1), \quad (14)$$

где $f_{ш}$ – коэффициент трения в подшипнике.

Суммарная сила, которая действует на выходное звено

$$Q(t, x(t)) = \begin{cases} F_c^e(t, x(t)) \cdot |\cos \alpha(t)| - F_{с2}(t, x(t)) \cdot \sin \alpha(t) - F_{ш}(t, x(t)) \cdot |\cos \alpha(t)| - F_{н2}(t, x(t)) & x(t) \in [-x_{max}, x_t(t)] \\ F_m(t, x(t)) - F_{н2}(t, x(t)) & x(t) \in [x_t(t), x_{max}] \end{cases}, \quad (15)$$

Поставляя уравнения (9), (12), (13), (14) в уравнение (15)

$$Q(t, x(t)) = \begin{cases} -\dot{x} \cdot R(x(t)) \cdot S(x(t)) + R(x(t)) \cdot T(x(t)) + R & x(t) \in [-x_{max}, x_t(t)] \\ M_e \cdot \left(\frac{x(t)}{x_{max}}\right)^n - R & x(t) \in [x_t(t), x_{max}] \end{cases}, \quad (16)$$

где M_e – максимальная сила притяжения от электромагнита;

$$R_e(x(t)) = c \cdot (x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot |x(t)| + e^2 - |x(t)| \cdot \frac{r \cdot e}{x(t)^2 + e^2} - e +$$

$$s_1) + P(t) \cdot \text{sign}(x(t)) - N \cdot \text{sign}(x(t)) + (e \cdot r \cdot \frac{r \cdot e + (x(t) - r) \cdot \sqrt{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + e^2}}{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + r^2 + e^2}) + M_e \cdot \left(\frac{x(t)}{x_{max}}\right)^2];$$

$$S_e(x(t)) = \frac{r \cdot [e - f_2 \cdot (r - x(t))] - (r - x(t) + e \cdot f_2) \cdot \sqrt{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + e^2}}{r^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + x(t)^2 + e^2};$$

$$T_z(x(t)) = \frac{r \cdot [e \cdot f_H \cdot (r - x(t))] - (r - x(t) + e \cdot f_H) \cdot \sqrt{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + e^2}}{r^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + x(t)^2 + e^2} +$$

$$\exp^{f_H \cdot \frac{e}{x(t)^2 + e^2} - 1} \cdot \left[\frac{r \cdot e + (x(t) - r) \cdot \sqrt{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + e^2}}{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + r^2 + e^2} \right]^2 ;$$

$$C_z = m \cdot g \cdot f_l \cdot \text{sign}(\dot{x}(t)).$$

Получим дифференциальные уравнения движения механической системы

$$\begin{cases} A_z(x(t)) \cdot \ddot{x}(t) + B_z(x(t)) \cdot \dot{x}(t)^2 + R(x(t)) \cdot S(x(t)) \cdot \dot{x}(t) - R(x(t)) \cdot T(x(t)) = 0 & x(t) \in [-x_{max}, x_t(t)], \\ A_z(x(t)) \cdot \ddot{x}(t) + B_z(x(t)) \cdot \dot{x}(t)^2 - M_z \cdot \left(\frac{x(t)}{x_{max}}\right)^n + C_z = 0 & x(t) \in [x_t(t), x_{max}] \end{cases} \quad (17)$$

где $\ddot{x}(t)$ – ускорение выходного звена.

Для определения скорости выходного звена в эксперименте использовалась высокоскоростная камера. Видеоданные импортированы в среду Python, где для преобразования видеопоследовательности применялся специальный алгоритм обработки оптического потока с целью получения информации о скорости движения. Датчики, установленные на цилиндре, передают сигналы в систему управления, которая активирует распределитель, подающий воздух в его рабочую полость.

Результаты

Из-за задержек в передаче и обработке сигналов в эксперименте выбраны пять базовых точек (-0,04 м, -0,03 м, -0,02 м, -0,01 м и 0 м) для сбора данных. Когда выходное звено привода достигает этих точек, датчик положения на корпусе цилиндра фиксирует сигнал. На рисунке 2 показаны графики зависимости скорости выходного звена от времени для различных точек начала компенсации энергии.

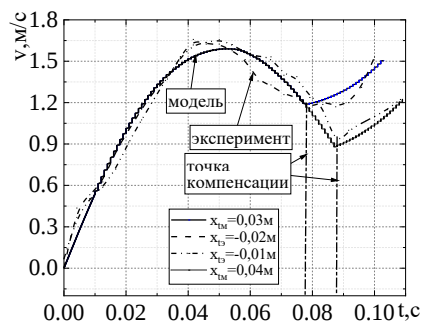


Рис. 2. Графики зависимости скорости выходного звена от времени для различных точек начала компенсации энергии: а – привод с аккумулятором, б – привод без аккумулятора

С помощью математического программного обеспечения Mathcad 2015 проведена симуляция математической работы привода. Сравнение результатов симуляции с экспериментальными данными показало, когда начальная точка компенсации энергии в модели составляет 0,03м, соответствующая позиция в эксперименте равна -0,02м; а когда начальная точка компенсации энергии в модели составляет 0,04м, соответствующая позиция в эксперименте равна -0,01м. Теоретическая модель показывает хорошее согласование с экспериментальными данными при заданных условиях, а отклонение остается в пределах допустимой инженерной погрешности (не более 20%).

Для мехатронного пневматического привода без пружинного аккумулятора энергии на начальном этапе работы сжатый воздух подается в безштоковую полость цилиндра, в результате чего под приводится в движение выходное звено. По достижении определенной точки хода подача сжатого воздуха прекращается, и выходное звено под воздействием инерционных сил продолжает движение до конца рабочего хода. Зависимости времени цикла движения от положения выходного звена в момент начала компенсации энергии для приводов с аккумулятором энергии и без него при одинаковом давлении воздуха в цилиндрах представлена на рисунке 3.

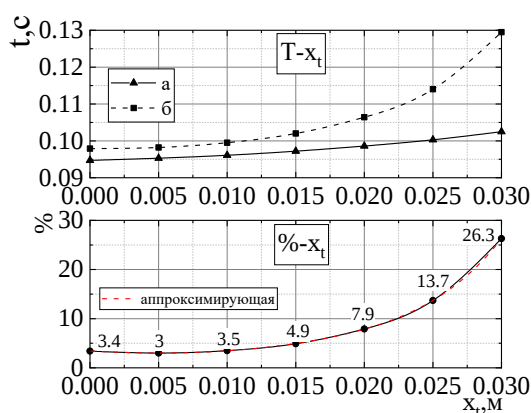


Рис. 3. Графики зависимости быстродействия мехатронного пневматического привода от положения выходного звена в момент начала компенсации энергии: а) привод с аккумулятором, б) привод без аккумулятора

На основании анализа графиков установлено следующее. Во-первых, использование пружинного аккумулятора в мехатронном пневматическом приводе повышает его быстродействие до 26% при различных положениях начала компенсации энергии. Во-вторых, минимальное увеличение быстродействия составляет 3% и имеет место при начале компенсации в одном из крайних положений выходного звена. В-третьих, полученная зависимость имеет параболический характер и хорошо аппроксимируется многочленом пятой степени (с погрешностью менее 2%).

Потери энергии напрямую влияют на быстродействие мехатронного пневматического привода, поэтому их снижение потерь является важным направлением оптимизации схемных решений.

Соотношение между потерями энергии и максимальной потенциальной энергией аккумулятора представляется целесообразным использовать в качестве критерия для оценки энергетических эффективности аккумуляции энергии. В макете привода расчетные потери энергии составляют 26% от потенциальной энергии пружины, фактические превышают это значение не более чем 11% (Рисунок 4).

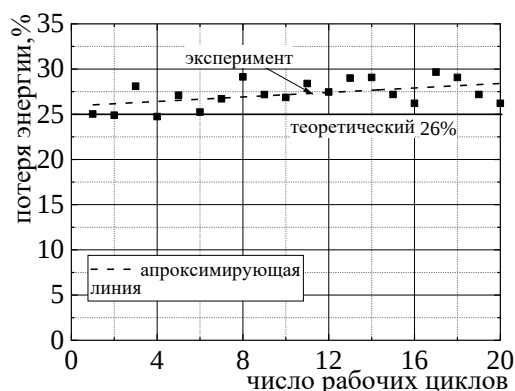
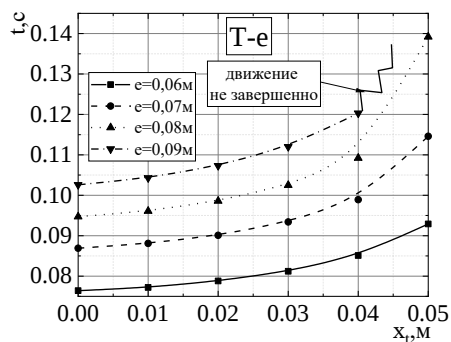
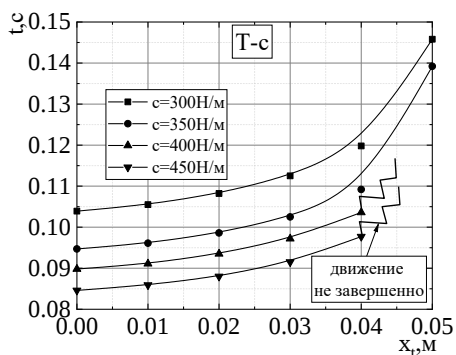


Рис. 4. Процентное соотношение энергетических потерь к максимальной потенциальной энергии пружинного аккумулятора

Быстродействие и энергопотери мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором энергии на базе передаточного механизма с гибкими звеньями зависят от множества факторов, таких как конструктивные параметры, предварительная деформация пружины s_1 , жесткость пружины c и диаметр шкива r . На рисунках 5, 6 представлены результаты анализа влияния каждого из этих параметров, алгоритма компенсации, а также различных типов факторов на быстродействие привода.

a)

b)



c)

d)

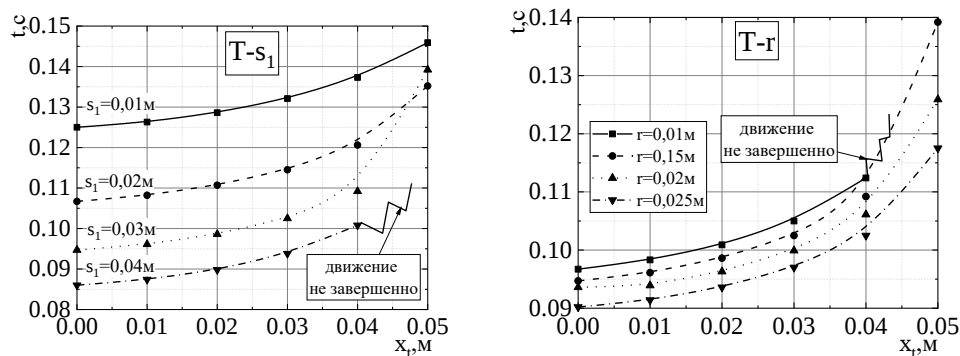


Рис. 5. Графики зависимости быстродействия от положения начала компенсации энергии при различных факторах: а) жесткость; б) конструктивный параметр; в) предварительная деформация; д) радиус шкива

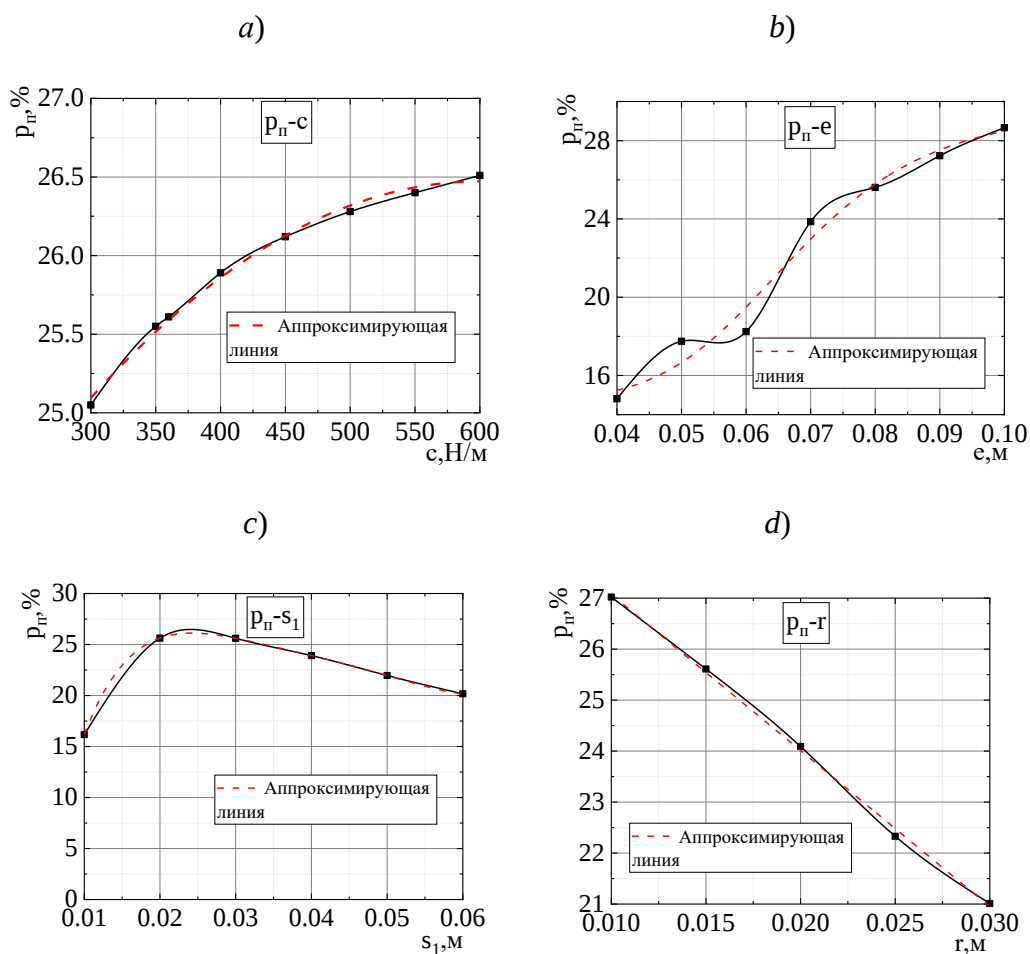


Рис. 6. Графики зависимости доли потерь энергии к потенциальной энергии от значений различных факторов: а) жесткость; б) конструктивный параметр; в) предварительная деформация; д) радиус шкива

Из графиков, приведенных на рисунке 5 показывает, что с увеличением жесткости пружины, предварительной деформации пружины и радиуса шкива быстродействие привода повышается. Анализ графиков (Рисунок 6) позволяет утверждать, что энергопотери возрастают с ростом

жесткости пружины и конструктивного параметра между осью кулисного камня и направляющих, достигают максимума при величине предварительной деформации пружины и уменьшаются по мере увеличения радиуса шкива.

Обсуждение

Полученные результаты показывают значительное повышение быстродействия мехатронных пневматических приводов за счет интеграции пружинного аккумулятора энергии и гибких передаточных звеньев. Это достижение объясняется рекуперацией энергии, которая компенсирует потери, связанные с трением и инерцией подвижных элементов, а также оптимизацией места подкачки энергии.

Важно отметить, что ключевые конструктивные параметры, такие как жесткость пружины, радиус шкива и предварительная деформация, оказывают нелинейное влияние на энергоэффективность и динамику системы.

Сравнение с существующими решениями [1, 3, 6] показывает, что использование гибких звеньев вместо жестких механизмов позволяет минимизировать массу подвижных частей и упростить интеграцию привода в промышленные системы.

Экспериментальная верификация математической модели подтвердила её адекватность с отклонением не более 20%, что соответствует инженерным требованиям. Расхождения между теорией и экспериментом могут быть связаны с неучтенными динамическими эффектами, такими как вибрации гибких элементов или вариации давления воздуха. Тем не менее, модель служит надежным инструментом для предварительного анализа и оптимизации параметров.

Заключение

В работе разработан и исследован мехатронный пневматический привод с пружинным аккумулятором энергии и гибкими передаточными звеньями. Построена математическая модель, учитывающая конструктивные параметры, давление воздуха и силы трения, показывала высокую точность при экспериментальной проверке.

Оптимизация жесткости пружины, радиуса шкива и предварительной деформации позволяет достичь баланса между быстродействием и энергоэффективностью.

Перспективы дальнейших исследований включают:

- Изучение влияния температуры на характеристики приводов.
- Разработку адаптивных алгоритмов управления для работы в переменных нагрузочных условиях.

- Внедрение предложенной схемы в промышленные манипуляторы и прыгающих роботов для валидации в реальных сценариях.

Результаты работы вносят вклад в развитие энергоэффективных мехатронных систем и могут быть применены в автоматизации, робототехнике и других областях, где требуются высокоскоростные и точные приводы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Чжао В., Жавнер В.Л., Смирнов А.Б., Янь Ч. Применение пневматических цилиндров с возвратными пружинами в мехатронных рекуперативных приводах. Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. - 2019. - Т. 25. - № 1. - С. 111-123.
- [2] Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Пружинные приводы с уравниванием для горизонтальных возвратно-поступательных перемещений. М.:Вестник научно-технического развития 2016 № 5, с. 12-17.
- [3] Янь Чуаньчао, А.Н. Волков, О.В. Кочнева, О.Н. Мацко Нелинейный пружинный аккумулятор для мехатронных пневматических приводов с рекуперацией энергии. Наука и бизнес: пути развития. - 2024. - № 8. - С. 39-43.
- [4] Patent No. CN 109707575A, Int. Cl. F03G 1/00(2006.01), F03G 1/02(2006.01), F03G 1/06(2006.01). A system and method for realizing spring energy storage using a pulley block / Wang Dongjun, Wang Shuai, Dong Baoguang, Song Liping, Li Ruihua, Bai Yanbin, Huang Yaoyu, Jian Junqiang, Pu Baoji// 201910075673.6. Application date: 2019.01.25. Application publication date: 2019.05.03.
- [5] Zhang Xiaofei, Zhang Yanheng, Sun Hanxu, Jia Qingxuan, Xiao Han. Design and dynamic analysis of a two-wheeled robot capable of jumping. Robotics. 2014.05.
- [6] C Hubicki, J Grimes, M Jones, D Renjewski, A Spröwitz, A Abate, J Hurst Atrias: Design and validation of a tether-free 3d-capable spring-mass bipedal robot //The International Journal of Robotics Research. – 2016. – Т. 35. – №. 12. – С. 1497-1521.
- [7] Lo J., Parslew B. Elastic energy storage of spring-driven jumping robots //arXiv preprint arXiv:2311.02188. – 2023.
- [8] Shin W. D., Stewart, W., Estrada, M. A., Ijspeert, A. J., & Floreano, D. Elastic-actuation mechanism for repetitive hopping based on power modulation and cyclic trajectory generation //IEEE Transactions on Robotics. – 2022. – Т. 39. – №. 1. – С. 558-571.
- [9] 李兴旺, 滕燕, 徐迎 一种基于双稳态驱动器的气动软体四足机器人[J]. // 机器人, 2024, 46(3): 294-304.

- [10] Christian Hubicki ATRIAS: Design and validation of atether-free 3D-capable spring-mass bipedal robot / Christian Hubicki, Jesse Grimes, Mikhail Jones, Daniel Renjewski, Alexander Spröwitz, Andy Abatel and Jonathan Hurst // - The International Journal of Robotics Research. 2016. Vol. 35(12) 1497–1521.
- [11] Hu Shi, Y Yue, H Wang, J Xu, X Mei Design and performance analysis of human walking induced energy recovery system by means of hydraulic energy conversion and storage //Energy Conversion and Management. – 2020. – Т. 217. – С. 113008.
- [12] 专利 CN202183327U, 2012.04.04. М·施密特 Т·布伦奈斯 J·克诺斯佩。用于液压弹簧储能驱动器的储能模块及高压断路器驱动器// 中国专利申请号 201120036870.6, 2011.02.01.
- [13] Пат. 2742446, Рос. Федерация: МПК В25J 9/10, F03G 7/08. Мехатронный пружинный привод / Жавнер В.Л., Чжао Вэнь, Янь Чуаньчао// №2020122271: заявил. 06.07.2020: опубл. 05.02.2021 Бюл № 4. 13 с.
- [14] Жавнер М.В., Чуаньчао Я., Ли С. Исследование пружинных аккумуляторов для мехатронных приводов с рекуперацией энергии в оборудовании пищевых производств. Вестник Международной академии холода. - 2022. - № 1. - С. 68-75.
- [15] Жавнер М.В., Янь Чуаньчао, Чжао В. Мехатронные рекуперативные приводы для шаговых перемещений на базе пневматических цилиндров с возвратными пружинами. Вестник Международной академии холода. - 2019. - № 2. - С. 22-28.
- [16] Пелупесси Д.С., Жавнер М.В. Пружинные аккумуляторы для шаговых приводов. Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 5-й Междунар. науч. -практ. конф. (30 июня - 01 июля 2016 г.). -СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. - 2016. – С. 499-509.
- [17] Мацко, О.Н. Мехатронные рекуперативные приводы для возвратно-поступательного движения: Автореферат диссертации на соискание степени кандидата технических наук: 05.02.05 / О.Н. Мацко – СПб: СПбПУ, 2011. -16 с.

Yan Chuanchao, A.H. Volkov, Zhang Jingnian, Shi Shuangyuan

MECHATRONIC PNEUMATIC ACTUATORS WITH SPRING ACCUMULATORS AND FLEXIBLE LINKS

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia.

Abstract

In this work, a circuit design solution is developed for a mechatronic pneumatic actuator with a spring accumulator and flexible links in the transmission mechanism. A mathematical model is constructed that considers the actuator's design parameters, air pressure, energy replenishment algorithm, dry friction in kinematic pairs, spring stiffness, and its pre-deformation. A comparative analysis of the response speed between actuators with spring accumulators and conventional pneumatic actuators is conducted. Verification of the mathematical model was performed using a functional prototype. The results demonstrate that incorporating a spring accumulator and flexible links in mechatronic pneumatic actuators enhances response speed by up to 26% compared to traditional pneumatic actuators. Increasing the air pressure in the cylinder during energy compensation, spring stiffness, pulley radius, and spring pre-deformation enhances the response speed.

Key words: response speed; energy compensation; robotics; energy losses; mathematical model; experimental prototype.

REFERENCES

- [1] W. Zhao, V. L. Zhavner, A. B. Smirnov, Ya. Chuanchao Application of pneumatic spring-return cylinders in mechatronic drives with energy recovery // Scientific and technical bulletins of SPbPU. Engineering sciences and technology. 2019, vol. 25, no. 1, pp. 111-123.
- [2] Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring actuators with balancing for horizontal reciprocating movements // M.: Herald of Scientific and Technical Development, 2016, No. 5, pp. 12-17.
- [3] Yan Chuanchao, A.N. Volkov, O.V. Kochneva, O.N. Matsko Nonlinear spring accumulator for mechatronic pneumatic drives with energy recovery // Science and business: paths of development. 2024, no. 8, pp. 39-43.
- [4] Patent No. CN 109707575A, Int. CI. F03G 1/00(2006.01), F03G 1/02(2006.01), F03G 1/06(2006.01). A system and method for realizing spring energy storage using a pulley block / Wang Dongjun, Wang Shuai, Dong Baoguang, Song Liping, Li Ruihua, Bai Yanbin, Huang Yaoyu, Jian Junqiang, Pu Baoji// 201910075673.6. Application date: 2019.01.25. Application publication date: 2019.05.03.
- [5] Zhang Xiaofei, Zhang Yanheng, Sun Hanxu, Jia Qingxuan, Xiao Han. Design and dynamic analysis of a two-wheeled robot capable of jumping. Robotics. 2014.05.
- [6] C Hubicki, J Grimes, M Jones, D Renjewski, A Spröwitz, A Abate, J Hurst Atrias: Design and validation of a tether-free 3d-capable spring-mass bipedal robot //The International Journal of Robotics Research. – 2016. – T. 35. – №. 12. – C. 1497-1521.

- [7] Lo J., Parslew B. Elastic energy storage of spring-driven jumping robots //arXiv preprint arXiv:2311.02188. – 2023.
- [8] Shin W. D., Stewart, W., Estrada, M. A., Ijspeert, A. J., & Floreano, D. Elastic-actuation mechanism for repetitive hopping based on power modulation and cyclic trajectory generation //IEEE Transactions on Robotics. – 2022. – T. 39. – №. 1. – C. 558-571.
- [9] Li Xingwang, Teng Yan, Xu Ying. A pneumatic soft quadruped robot based on a bistable actuator[J] // ROBOT, 2024, 46(3): 294-304.
- [10] Christian Hubicki ATRIAS: Design and validation of atether-free 3D-capable spring-mass bipedal robot / Christian Hubicki, Jesse Grimes, Mikhail Jones, Daniel Renjewski, Alexander Spröwitz, Andy Abatel and Jonathan Hurst // - The International Journal of Robotics Research. 2016. Vol. 35(12) 1497–1521.
- [11] Hu Shi, Y Yue, H Wang, J Xu, X Mei Design and performance analysis of human walking induced energy recovery system by means of hydraulic energy conversion and storage //Energy Conversion and Management. – 2020. – T. 217. – C. 113008.
- [12] Patent CN202183327U, April 4, 2012. M. Schmidt, T. Brunnes, J. Knospe. Energy storage module for hydraulic spring energy storage driver and high-voltage circuit breaker driver // Chinese Patent Application No. 201120036870.6, February 1, 2011.
- [13] Pat. 2742446, Russian Federation: IPC B25J 9/10, F03G 7/08. Mechatronic spring drive / Zhavner V.L., Zhao Wen, Yan Chuanchao // No. 2020122271: declared. 06.07.2020: published. 05.02.2021 Bulletin No. 4. 13 p.
- [14] Zhavner M.V., Chuanchao Yan., Li S. Study of spring accumulators for mechatronic drives with energy recovery in food production equipment. Bulletin of the International Academy of Refrigeration. - 2022. - No. 1. - P. 68-75.
- [15] Zhavner M.V., Yan Chuanchao, Zhao W. Mechatronic regenerative drives for stepping movements based on pneumatic cylinders with return springs. Bulletin of the International Academy of Refrigeration. - 2019. - No. 2. - P. 22-28.
- [16] Pelupessi D.S., Zhavner M.V. Spring accumulators for stepper drives. Modern mechanical engineering. Science and education: Proceedings of the 5th Int. scientific -practical. conf. (June 30 - July 01, 2016). - St. Petersburg: Publishing house of the Polytechnic University. - 2016. - P. 499-509.
- [17] Matsko, O.N. Mechatronic recuperative drives for reciprocating motion: Abstract of a dissertation for the degree of candidate of technical sciences: 05.02.05 / O.N. Matsko - St. Petersburg: SPbPU, 2011.