

Алгоритмы компенсации энергии мехатронных пневматических приводов с пружинными аккумуляторами и гибким звеном для возвратно-поступательного перемещения объектов

Янь Чуаньчао^{1a}, А.Н. Волков^{1b}, Юй Вэньхуа^{2c}, Ши Шуаньюань^{1d}, В.В. Орлов^{3e}

¹ Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (СПбПУ). ул. Политехническая улица, д. 29, Санкт-Петербург, Россия

² Московский государственный университет имени М.В. Ломоносова (МГУ). ул. Колмогорова, 1, Москва, Россия

³ Военная академия связи им. С.М. Буденного, Тихорецкий проспект, 3 Санкт-Петербург, Россия

^a ychuanchao@mail.ru, ^b volkov-and-1@yandex.ru, ^c ywenhua@mail.ru, ^d bravoshi@yandex.ru,

^e artictvetal1987@gmail.com

^a <https://orcid.org/0009-0005-5920-511X>, ^b <https://orcid.org/0009-0009-5517-5610>

^c <https://orcid.org/0009-0005-9034-6884>, ^d <https://orcid.org/0009-0002-2535-8554>

^e <https://orcid.org/0009-0002-1693-0515>

Статья поступила 18.08.2025, принята 06.11.2025

Мехатронный пневматический привод с пружинным аккумулятором, выполняющий возвратно-поступательное движение, не только обладает функцией рекуперации энергии, но и может оптимизировать производительность системы и повысить коэффициент использования энергии за счёт рациональной стратегии управления энергопотреблением. В начале выходное звено зафиксировано в крайнем положении направляющей, при этом пружинный аккумулятор находится в состоянии максимальной деформации и хранит максимальную потенциальную энергию упругости. Когда выходное звено начинает движение, аккумулятор высвобождает потенциальную энергию. В процессе работы привода возникают потери энергии из-за трения, сопротивления и внутреннего рассеивания энергии в конструкции. В связи с этим мехатронный пневматический привод компенсирует потери энергии, обеспечивая стабильную работу системы. В зависимости от рабочих условий и потребностей в энергии определены различные алгоритмы компенсации энергии: в начале хода, в конце хода, в середине хода, в начале и конце хода, во всём протяжении хода. Для оптимизации стратегии компенсации в данной работе разработаны математический и экспериментальный макет, на основе которых изучены динамические характеристики привода в различных алгоритмах компенсации. Кроме того, исследованы ключевые факторы, влияющие на быстродействие привода, включая предварительную деформацию пружины, параметры конструкции, давление компенсирующей энергии, коэффициент упругости пружины и радиус шкива. Проведён сравнительный анализ характеристик системы в разных режимах компенсации, на основании которого предложен метод оценки оптимального алгоритма компенсации энергии и определён соответствующий коэффициент компенсации. Также оптимизированы начальное и конечное положения компенсации для повышения общей эффективности системы. Определены оптимальные алгоритм и точка компенсации энергии для мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном для натягивания упаковочной бумажной ленты при заданном коэффициенте компенсации.

Ключевые слова: быстродействие; уровень потерь энергии; рекуперация; энергоэффективность; робототехника.

Energy compensation algorithms for mechatronic pneumatic drives with spring accumulators and a flexible link for reciprocating movement of objects

Yan Chuanchao^{1a}, A.N. Volkov^{1b}, Yu Wenhua^{2c}, Shi Shuangyuan^{1d}, V.V. Orlov^{3e}

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University; 29, Polytechnicheskaya St., St. Petersburg, Russia

² Lomonosov Moscow State University; 1, Kolmogorov St., Moscow, Russia

³ Military Academy of Communications named after S.M. Budyonny; 3, Tikhoretsky Ave., St. Petersburg, Russia

^a ychuanchao@mail.ru, ^b volkov-and-1@yandex.ru, ^c ywenhua@mail.ru, ^d bravoshi@yandex.ru,

^e artictvetal1987@gmail.com

^a <https://orcid.org/0009-0005-5920-511X>, ^b <https://orcid.org/0009-0009-5517-5610>

^c <https://orcid.org/0009-0005-9034-6884>, ^d <https://orcid.org/0009-0002-2535-8554>

^e <https://orcid.org/0009-0002-1693-0515>

Received 18.08.2025, accepted 06.11.2025

The mechatronic pneumatic actuator with a spring accumulator, which performs reciprocating motion, not only features energy recovery functionality, but can also optimize system performance and improve energy utilization efficiency through a rational energy consumption management strategy. Initially, the output link is fixed at the extreme position of the guide, with the spring accumulator in a state of maximum deformation, storing the highest elastic potential energy. When the output link begins to move, the accumulator releases

potential energy. During actuator operation, energy losses occur due to friction, resistance, and internal energy dissipation within the structure. The mechatronic pneumatic actuator compensates for these energy losses to ensure stable system operation. Depending on operating conditions and energy requirements, various compensation algorithms have been defined: start-of-stroke compensation, end-of-stroke compensation, mid-stroke compensation, start and end of stroke, full-stroke compensation. To optimize the compensation strategy, this study has developed mathematical and experimental models to investigate the actuator's dynamic characteristics under different compensation modes. Additionally, key factors influencing actuator response speed are analyzed, including spring preload, structural parameters, compensation energy pressure, spring stiffness coefficient, and pulley radius. A comparative analysis of system characteristics across compensation modes is conducted, leading to a proposed method for evaluating the optimal energy compensation algorithm and determining corresponding compensation coefficients. Initial and final compensation positions are also optimized to enhance overall system efficiency. The optimal energy compensation algorithm and compensation points are identified for the mechatronic pneumatic actuator with the spring accumulator and flexible link for tensioning packing paper tape under specified compensation coefficients.

Keywords: response speed; energy loss level; energy recovery; energy efficiency; robotics.

Введение. В современных областях мехатроники и робототехники высокоэффективные и энергосберегающие приводные системы стали ключевым направлением исследований. В работах [1, 2, 3, 4] изучены возможности использования свойств пружинных аккумуляторов энергии для взаимного преобразования упругой потенциальной энергии пружины в электрическую, механическую и другие формы энергии. Мехатронный пневмопривод с пружинным аккумулятором представляет собой перспективное решение, способное частично рекуперировать и повторно использовать энергию в процессе работы. Однако для достижения оптимального функционирования такой системы требуется разработка эффективных алгоритмов компенсации энергии, учитывающих различные режимы работы и энергетические потери, вызванные такими факторами, как трение и сопротивление.

В ранних исследованиях уже обсуждались вопросы быстроедействия мехатронных пневмоприводов с пружинными аккумуляторами энергии [5, 6, 7]. Результаты показали, что применение пружинных аккумуляторов позволяет значительно снизить энергопотребление [8, 9, 10], демонстрируя явные преимущества по сравнению с традиционными приводами без рекуперации энергии. Кроме того, в работах [6, 11] предложены алгоритмы компенсации энергетических потерь в мехатронных приводах, что позволяет оптимизировать энергоэффективность системы (рис. 1).

Целью данного исследования являлась разработка и анализ алгоритмов компенсации энергии, применимых к мехатронным пневмоприводам с пружинным аккумулятором энергии и гибким звеном, а также создание экспериментального макета (рис. 2). В работах [6, 12] приведены различные алгоритмы энергетической компенсации для пружинного аккумулятора, включая компенсацию в начале хода, в конце хода, в начале и конце хода, а также в середине рабочего хода.

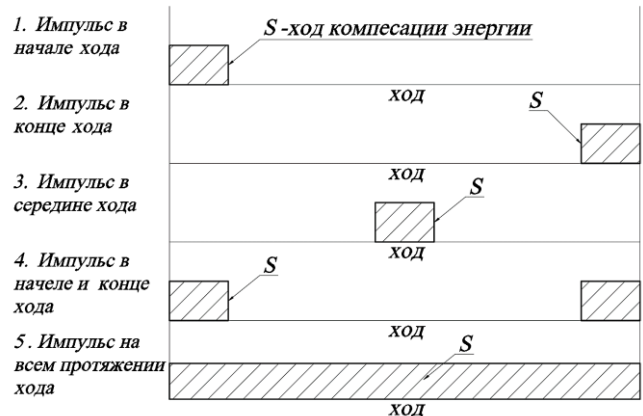


Рис. 1. Компенсирующая система с двигателями для пружинных аккумуляторов

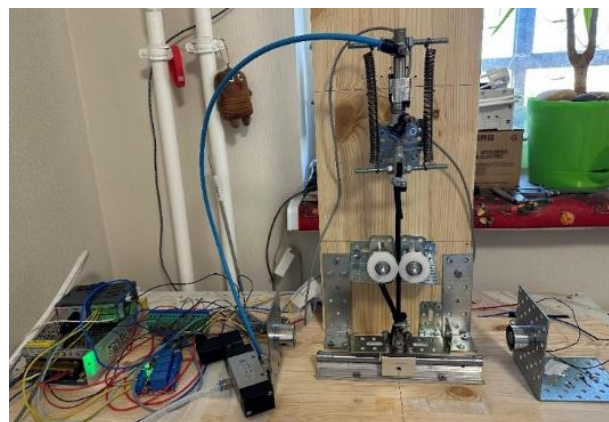
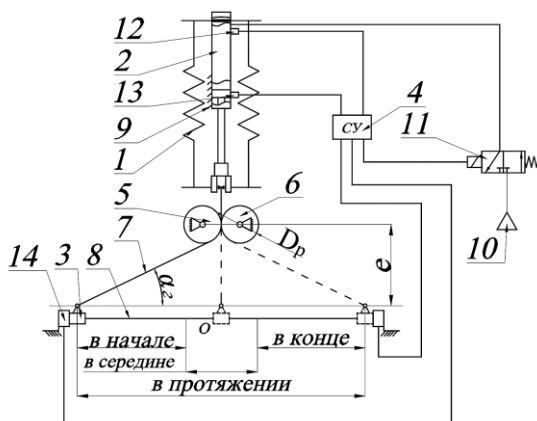


Рис. 2. Схема с алгоритмом компенсации энергии и экспериментальный макет мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном: 1 – пружина растяжения; 2 – пневматический цилиндр; 3 – выходное звено; 4 – система управления; 5, 6 – шкив; 7 – гибкое звено; 8 – направляющая; 9 – основание; 10 – блок подготовки воздуха; 11 – распределитель; 12, 13 – датчики положения; 14 – фиксатор

В исследованиях прыгающих роботов с пружинным приводом в большинстве случаев используются электродвигатели в качестве компенсаторов энергии [13, 14, 15, 16], а также имеются разработки с применением гидравлических приводов [17, 18], что подходит для случаев с низкой частотой и большой нагрузкой. По сравнению с гидравлическими и чисто электрическими приводами, пневматический привод обладает такими преимуществами, как высокая удельная мощность, простая конструкция и низкая стоимость. Он широко применяется в ситуациях, где требуется быстрое позиционирование и большое усилие на выходе [19]. В возвратно-поступательном движении при высокой частоте и малой нагрузке лучше всего использовать пневмоцилиндры для компенсации потерь энергии, фиксировать выходной механизм в крайних положениях и работать с учетом технологической нагрузки [20, 21, 22].

Основная часть. Для мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном разработана математическая модель. Определяется синус, косинус и тангенс угла между направляющей и гибким звеном $\alpha_r(t)$ следующими формулами:

$$\sin \alpha_r(t) = \frac{-r \cdot (x(t) - r) + e \cdot \sqrt{x(t)^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot x(t)}}{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + r^2 + e^2} \quad (1)$$

$$\cos \alpha_r(t) = \frac{r \cdot e + (x(t) - r) \cdot \sqrt{x(t)^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot x(t)}}{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + r^2 + e^2} \quad (2)$$

$$\tan \alpha_r(t) = \frac{e - r \cdot \cos \alpha_r(t)}{x(t) - r + r \cdot \sin \alpha_r(t)} \quad (3)$$

где r – наружный радиус шкива; e – конструкционный параметр, вертикальное расстояние от оси шкива до направляющей; $x(t)$ – место положения выходного звена в направляющей.

Кинетическая энергия движущихся частей системы включает: выходное звено, шток цилиндра, гибкое звено, шкив. Суммарная кинетическая энергия в системе определяется следующей формулой:

$$E = \frac{m \cdot \dot{x}(t)^2}{2} + \frac{W \cdot r^2 \cdot e^2 \cdot \dot{x}(t)^2}{2(x(t)^2 - e^2)^2} \quad (4)$$

где m – масса выходного звена; $W = m_{\text{шк}} + m_{\text{з}} + m_{\text{ш}};$ $m_{\text{шк}}$ – масса шкива; $m_{\text{з}}$ – масса гибкого звена; $m_{\text{ш}}$ – масса штока; $\dot{x}(t)$ – скорость выходного звена.

$$Q(t, x(t)) = \begin{cases} -\dot{x}(t) \cdot R_z(x(t)) \cdot S_z(x(t)) + R_z(x(t)) \cdot T_z(x(t)) & \text{if } x(t) \in [-x_{\max}, x(t)] \\ M_z \cdot \left(\frac{x(t)}{x_{\max}}\right)^2 - C_z & \text{if } x(t) \in [x(t), x_{\max}] \end{cases} \quad (8)$$

где M_z – максимальная сила притяжения от электромагнита; x_{\max} – расстояние от центра до крайнего положения на направляющей; f – коэффициент трения в двух шарнирных соединениях (опора цилиндра и шарнир штока цилиндра); f_1 – коэффициент трения в направляющих; $f_{\text{ш}}$ – коэффициент трения в подшипнике; d – диаметры шарнирных соединений; g – ускорение свободного падения;

Уравнения Лагранжа второго рода используют для анализа механических систем мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{x}(t)} \right) - \frac{dE}{dx(t)} = A_z(x(t)) \cdot \ddot{x}(t) - B_z(x(t)) \cdot \dot{x}(t)^2 \quad (5)$$

где

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

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

Сила, действующая со стороны пружины, равна:

$$F_z(t) = c \cdot h_z(t) \quad (6)$$

где

$h_z(t) = \sqrt{(x(t) - r + r \cdot \sin \alpha_r(t))^2 - (e - r \cdot \cos \alpha_r(t))^2} + r \cdot \alpha_r(t) - (e - r \cdot \cos \alpha_r(t)) + s_1$ де-формация пружины; c – жесткость пружины; s_1 – пред-варительная деформация пружины.

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

$$F_c^z(t, x(t)) = F_z(t) + P(t) \cdot \text{sign}(x(t)) + F_m(x(t)) - N \cdot \text{sign}(x(t)) \quad (7)$$

где $F_m(x(t))$ – сила от электромагнита; $P(t)$ – усилие, которое развивается в пневматическом цилиндре двустороннего действия из-за разницы давления со стороны поршневой и штоковой полостей.

В приводе существуют следующие силы сопротивления: сила трения между гибким звеном и направляющей $F_{\text{нз}}(t, x(t))$, внутренняя сила трения в подшипниках шкива $F_{\text{ш}}(t, x(t))$, сила трения в шарнирах выходного звена $F_{\text{сз}}(t, x(t))$.

Суммарная сила, которая действует на выходное звено по направляющей:

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

;

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

$$T_e(x(t)) = \frac{r \cdot [-(r - x(t) + e \cdot f_1) \cdot \sqrt{x(t)^2 + e^2 - 2 \cdot r \cdot x(t)}]}{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + r^2 + e^2} + \frac{r \cdot [e + f_1 \cdot (x(t) - r)]}{x(t)^2 - 2 \cdot r \cdot x(t) + r^2 + e^2} + \left(\exp^{f_{\text{ли}} \frac{e}{x(t)^2 + e^2}} - 1 \right);$$

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

$$C_e = m \cdot g \cdot f_1 \cdot \text{sign}(x(t)).$$

Получим дифференциальные уравнения движения механической системы

$$\begin{cases} A_e(x(t)) \cdot \ddot{x}(t) + B_e(x(t)) \cdot \dot{x}(t)^2 - R_e(x(t)) \cdot S_e(x(t)) \cdot \dot{x}(t) + R_e(x(t)) \cdot T_e(x(t)) = 0 & \text{if } x(t) \in [-x_{\max}, x(t)] \\ A_e(x(t)) \cdot \ddot{x}(t) + B_e(x(t)) \cdot \dot{x}(t)^2 - M_e \cdot \left(\frac{x(t)}{x_{\max}}\right)^2 + C_e & \text{if } x(t) \in [x(t), x_{\max}] \end{cases} \quad (9)$$

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

С использованием математического инженерного программного обеспечения Mathcad 2015 проведена имитация математической модели и построена теоретическая кривая изменения скорости выходного звена во времени. В качестве примера рассмотрена конечная компенсация энергии, путем сравнения данной теорети-

ческой кривой с кривой, полученной на основе экспериментальных данных, выявлено, что их тенденции изменения в целом совпадают, а экспериментальная погрешность находится в допустимых пределах инженерных исследований (не превышает 20 %). Основные параметры, использованные в эксперименте, приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные параметры экспериментального макета

Параметры	Жесткость пружины c , Н/м	Давление p_0 , бар	Конструктивный параметр e , м	Предварительная деформация s_1 , м	Радиус шкива r , м
Значение	350	2,3	0,08	0,03	0,015

Алгоритм для определения скорости и полупериода выходного звена мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном представлен на рис. 3:

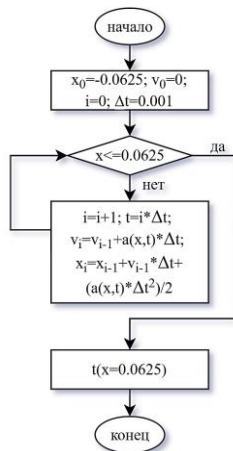


Рис. 3. Алгоритм для определения скорости и полупериода выходного звена мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном

На рис. 4 показано, что выходное звено, находящееся под действием силы пружины, совершает ускоренное движение. После прохождения средней точки направляющей, кинетическая энергия выходного звена преобразуется в потенциальную энергию пружинного аккумулятора, что приводит к замедлению скорости выходного звена. На этапе компенсации энергии под воздействием усилия пневматического цилиндра выходное звено вновь начинает ускоряться. В результате в положении начала компенсации энергии наблюдаются критические точки (перегиб) $x_{\text{г}}$ и $x_{\text{лм}}$ на графике зависимости скорости от времени. Дальнейший сравнительный анализ множества экспериментальных данных и теоретических результатов показал, что положение начала компенсации энергии в математической модели составляет 0,03 м, тогда как в эксперименте она равна –0,02 м, что графики скорости от времени подтверждают их согласованность. Кроме того, при математической модели положения начала компенсации энергии 0,04 м соответствующее экспериментальное значение составляет –0,01 м. В системе существует задержка сигнала.

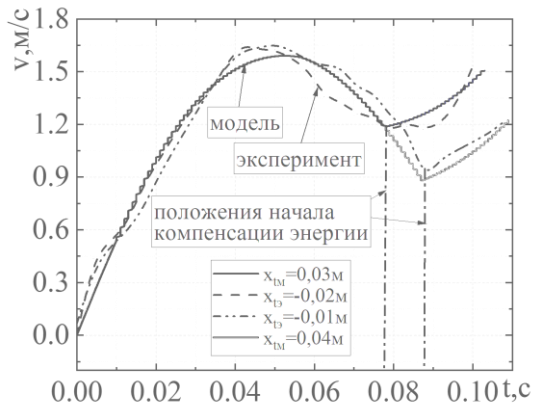


Рис. 4. Графики зависимости скорости выходного звена мехатронного пневмопривода с пружинным аккумулятором и гибким звеном от времени

При компенсации в начале хода в штоковую полость пневматического цилиндра необходимо подать сжатый воздух. В этом случае величина растяжения пружины постепенно уменьшается, а не увеличивается, что приводит к росту ускорения выходного звена и значительному повышению его быстродействия. В начале хода компенсация энергии способствует увеличению пикового значения ускорения и сокращению времени отклика на этапе разгона. В таких условиях необходимо обеспечить выходному звену достаточность кинетической энергии для достижения крайнего правого положения на направляющей.

Комбинированная стратегия компенсации энергии в начале и конце хода: данный алгоритм объединяет

две вышеупомянутые стратегии, предусматривая компенсацию энергии как в начале, так и в конце хода. В начальный момент дополнительная движущая сила способствует ускорению, а на конечном этапе энергия восстанавливается за счёт упругого элемента, обеспечивая плавное замедление. Такой режим обычно требует более сложного управления: например, в начале движения освобождается заранее накопленная энергия пружины, создавая поступательное усилие, а после прохождения средней точки движения система переключается, позволяя пружине аккумулировать энергию в конце хода.

Компенсации энергии в середине хода: в данном алгоритме компенсация энергии осуществляется в определённый момент в середине рабочего хода, а не только в начальной или конечной точке. Например, когда выходное исполнительное звено достигает средней части хода, можно освободить запасённую в пружине энергию или подать дополнительный поток сжатого воздуха под высоким давлением для увеличения движущей силы. Либо, наоборот, на этом этапе возможно кратковременное подключение аккумулятора энергии для частичного поглощения кинетической энергии, а затем ее последующий возврат. Такая промежуточная компенсация фактически представляет собой импульсное регулирование энергии в определенных точках движения.

На основе математической модели построены графики зависимости изменения скорости v и положения x выходного звена от времени t при различных алгоритмах компенсации энергии (рис. 5).

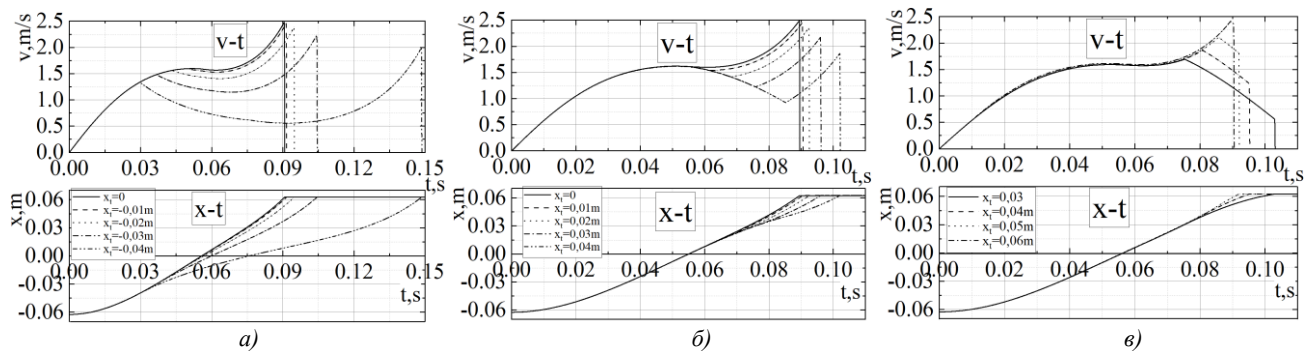


Рис. 5. Графики зависимостей быстродействия и положения от времени: а – в начале хода; б – в начале и конце хода; в – в середине хода

Давление источника воздуха непосредственно определяет величину движущей силы, создаваемой пневматическим исполнительным механизмом при компенсации энергии. Повышенная жёсткость пружины способствует увеличению начального ускорения системы, поскольку пружинный аккумулятор запасает больше упругой потенциальной энергии, сокращая время отклика. Величина предварительной деформации пружины (предварительное сжатие или растяжение) определяет начальное запасание энергии и исходную силу: чем

больше предварительная деформация, тем больше упругой энергии накапливается в системе при старте. Конструктивные параметры не только влияют на максимальный рабочий ход привода, но и оказывают влияние на его быстродействие при различных режимах компенсации энергии. На рис. 6 представлена зависимость быстродействия привода от положения компенсации энергии при различных режимах и факторах воздействия.

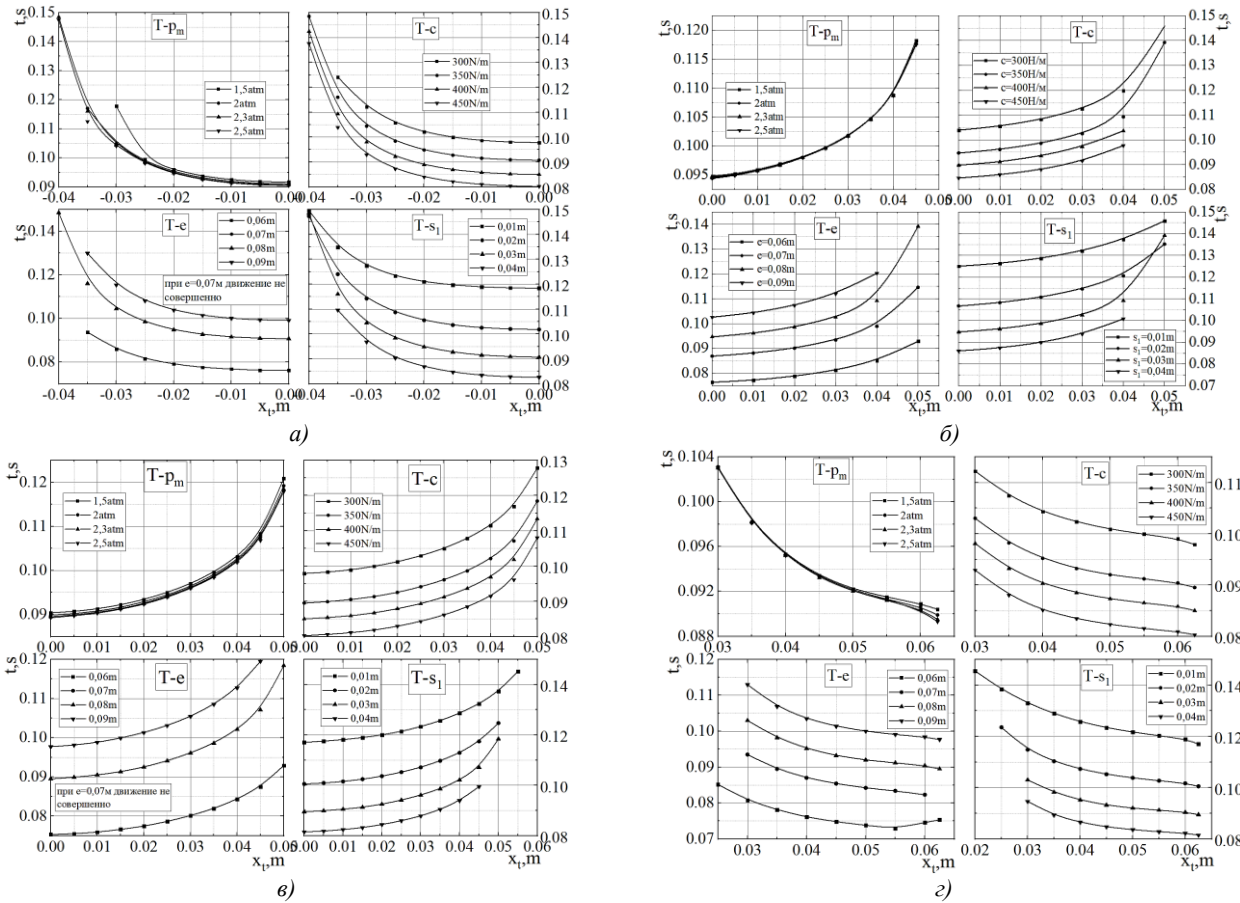


Рис. 6. Графики зависимостей быстродействия привода от давления, жесткости, конструктивного параметра, предварительной деформации: а – в начале хода; б – в конце хода; в – в начале и конце хода; г – в середине хода

При различных алгоритмах компенсации энергии влияние различных факторов на быстродействие привода демонстрирует общую закономерность. Изменение давления компенсационного газа оказывает незначительное влияние на быстродействие привода. В случае компенсации энергии в конце хода, когда давление и начальное положение компенсации достигают определённого значения, скорость движущегося модуля цилиндра (например, поршня, штока и др.) после перерасчёта через геометрические зависимости становится выше

скорости выходного звена. В этом случае гибкое звено не создаёт натяжения, дальнейшее увеличение давления компенсации не влияет на быстродействие привода. Увеличение жёсткости пружины и предварительной деформации, а также уменьшение конструктивных параметров способствует повышению быстродействия привода.

Радиус шкива напрямую влияет на значения синуса и косинуса угла, проведено исследование влияния радиуса шкива на быстродействие привода (рис. 7).

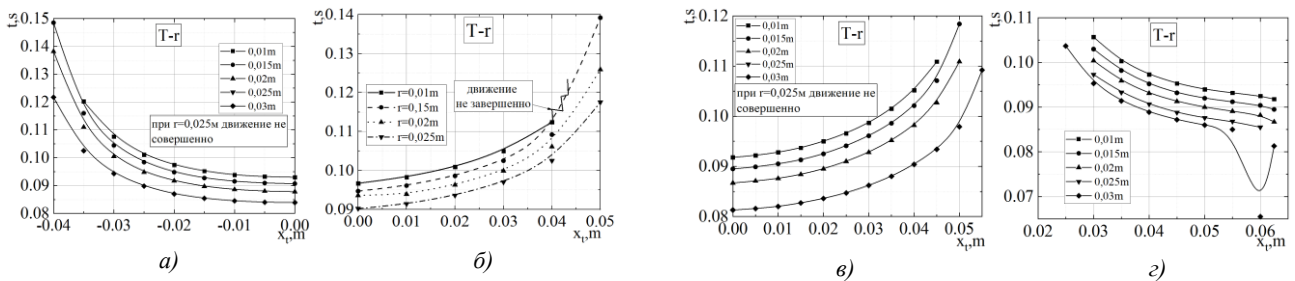


Рис. 7. Графики зависимостей быстродействия привода от радиуса шкива: а – в начале хода; б – в конце хода; в – в начале и конце хода; г – в середине хода

С увеличением радиуса шкива быстродействие привода постепенно возрастает, при этом во всех режимах компенсации энергии наблюдается одинаковая тенденция. Однако при достижении радиусом шкива r определённого критического значения движение привода также становится невозможным. В алгоритме компенсации

энергии на среднем этапе при $r = 0,025$ м в точке компенсации энергии $0,06$ м наблюдается экстремальное значение.

Для анализа зависимости быстродействия от положения компенсации энергии при различных факторах

использованы полиномиальные аппроксимации. Регулировка порядка полинома позволяет достичь оптимального качества аппроксимации.

Для различных алгоритмов компенсации энергии построены кривые зависимости между расстоянием перемещения поршня цилиндра во время компенсации энергии и быстродействием привода (рис. 8).

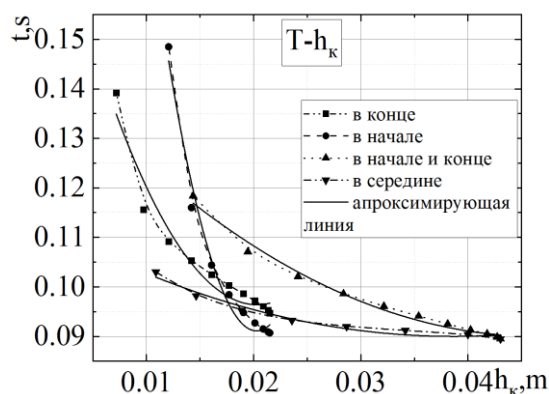


Рис. 8. Графики зависимостей быстродействия мехатронного привода от участка хода при компенсации энергии

Чем короче время движения выходного звена от одного конца направляющей до другого, тем выше быстродействие привода. При этом чем короче участок рабочего хода цилиндра во время компенсации энергии, тем меньше затраченная энергия. Поэтому произведение времени движения на ход поршня в процессе компенсации энергии определяет коэффициент энергоэффективности d , минимальное значение которого соответствует оптимальной точке энергоэффективности. На рис. 9 представлены зависимости коэффициента энергоэффективности от положения компенсации энергии при различных режимах компенсации:

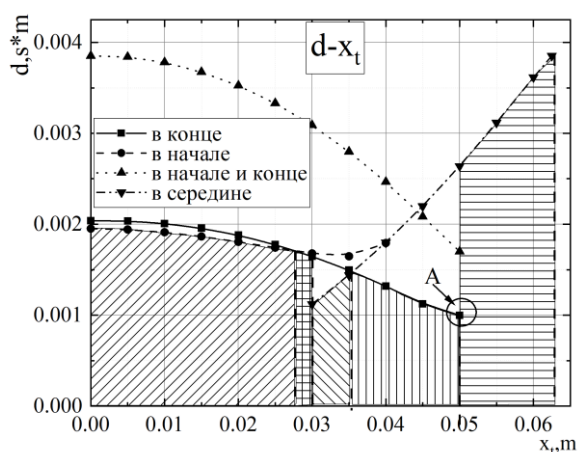


Рис. 9. Графики зависимостей коэффициента от положения компенсации энергии

В табл. 2 приведены оптимальные значения параметра d для различных режимов энергетической компенсации, а также соответствующие интервалы компенсации энергии и максимальная мощность.

Таблица 2. Оптимальные значения параметра d , максимальная мощность и диапазон компенсации энергии для различных алгоритмов

Алгоритм компенсации энергии	Коэффициент энергоэффективности $d / c \cdot m$	Максимальная мощность/w
В начале	0,00164	9,019
В конце	0,00129	8,0362
В начале и конце	0,00325	9,019
В середине	0,00021	12,015

Из табл. 2 показано, что для мехатронного привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном минимальное значение коэффициента энергоэффективности наблюдается в конце хода компенсации энергии при положении $x_t = 0,05m$. При алгоритме компенсации энергии в середине хода достигается максимальная мощность.

Выводы. Для мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном для натягивания упаковочной бумажной ленты разработана математическая модель различных алгоритмов компенсации энергии. Экспериментальная верификация подтвердила точность модели с погрешностью менее 20 %, что делает её пригодной для инженерных расчётов.

Проведено исследование быстродействия привода при различных алгоритмах компенсации энергии и влиянии различных факторов:

- увеличение жёсткости пружины и её предварительной деформации повышает быстродействие привода;
- по мере увеличения радиуса шкива увеличивается быстродействие, однако при превышении критического значения (например, 0,025 м) движение становится невозможным;
- давление сжатого воздуха оказывает незначительное влияние на быстродействие привода при компенсации энергии.

Результаты данного исследования предоставляют теоретический математический расчёт для выбора оптимального режима компенсации энергии и определения его границ, что способствует повышению энергоэффективности и быстродействия мехатронного пневматического привода с пружинным аккумулятором и гибким звеном. Установлено, что комбинированная стратегия компенсации энергии в начале и конце хода обеспечивает максимальную мощность (до 9,019 Вт), тогда как компенсация в середине хода демонстрирует наивысшую энергоэффективность (коэффициент 0,00021 с·м). Алгоритм компенсации в конце хода позволяет минимизировать энергетические потери.

Мехатронный пневматический привод с пружинным аккумулятором и гибким звеном благодаря эффективной рекуперации энергии и высокому быстродействию может применяться в промышленной автоматизации (роботы-манипуляторы, аварийные системы, упаковка), робототехнике (шагающие платформы), энергоэффективных системах (рекуперация энергии).

Литература

- Kim S.Y., Braun D.J. Controllable mechanical-domain energy accumulators // 2023 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). – IEEE, 2023. – С. 7359–7364.
- Rossi F., Castellani B., Nicolini A. Benefits and challenges of mechanical spring systems for energy storage applications // Energy Procedia. – 2015. – Т. 82. – С. 805–810.
- Yu Yang, Tang Jingqiu, Duan Wei, Mi Zengqiang New mechanical elastic energy storage technology // Пресса химической промышленности. – 2022. Р. 308.
- 专利CN109707575A, 2019.05.03. 王东军, 王帅, 董宝光, 宋立平, 李瑞华, 白延斌, 黄耀裕, 蹇军强, 蒲宝基. 一种利用滑轮组实现弹簧储能的系统和方法// 中国专利 申请号 201910075673.6, 2019.01.25.
- Пелупесси Д.С., Жавнер М.В. Пружинные аккумуляторы для шаговых приводов // Современное машиностроение. Наука и образование: Мат-лы 5-й Междунар. науч.-практ. конф. (30 июня – 01 июля 2016 г.). – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – С. 499–509.
- 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. – № 8. – С. 39–43.
- TANG Y.C., CHI Y.D., Sun J.F., et al. Leveraging elastic instabilities for amplified performance: Spine-inspired high-speed and high-force soft robots[J]. Science Advances, 2020, 6(19).
- 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.
- Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Жавнер М.В. Рекуперативные приводы для цикловых перемещений // Deutschland, Saarbrücken, Palmarium Academic Publishing, 2014. – 90 с.
- Корендяев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. – М.: Наука, 2006. – 376 с.
- Yan Chuanchao, Zhao Wen. The use of pneumatic cylinders with return springs when creating mechanical drives with recuperative energy // 6-th international BAPT conference "POWER TRANSMISSIONS 2019". – 2019. – VARNA. – vol. 1. – p 163–167.
- Мацко О.Н. Мехатронные рекуперативные приводы для возвратно-поступательного движения : автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук. – СПб., 2011. 16 с.
- 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.
- Lo J., Parslew B. Elastic energy storage of spring-driven jumping robots // arXiv preprint arXiv:2311.02188. – 2023.
- 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.
- 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.
- 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.
- 专利CN202183327U, 2012.04.04. M·施密特·布伦奈斯·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.
- Ali H.I. et al. A review of pneumatic actuators (modeling and control) // Australian Journal of Basic and Applied Sciences. – 2009. – Т. 3. – №. 2. – С. 440–454.
- Жавнер В.Л., Мацко О.Н., Чжао Вэнь. Пружинные приводы с рекуперацией энергии для цикловых перемещений с технологической нагрузкой // – М.: Инновации и перспективы развития горного машиностроения и механики: IPDME_2018: Сборник тезисов / Санкт-Петербургский горный университет. СПб., 2018. – С. 42.
- В. Чжао, В.Л. Жавнер, А.Б. Смирнов, Я. Чуаньчао 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.
- 张小飞, 张延恒, 孙汉旭, 贾庆轩, 肖寒 可跳跃式两轮机器人的设计与动力学分析 // 机器人. – 2014. – Т. 36. – №. 3. – С. 355–361.

References

- Kim S.Y., Braun D.J. Controllable mechanical-domain energy accumulators // 2023 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). – IEEE, 2023. – С. 7359–7364.
- Rossi F., Castellani B., Nicolini A. Benefits and challenges of mechanical spring systems for energy storage applications // Energy Procedia. – 2015. – Т. 82. – С. 805–810.
- Yu Yang, Tang Jingqiu, Duan Wei, Mi Zengqiang New mechanical elastic energy storage technology // Пресса химической промышленности. – 2022, p. 308.
- Patent CN109707575A, May 3, 2019. Wang Dongjun, Wang Shuai, Dong Baoguang, Song Liping, Li Ruihua, Bai Yanbin, Huang Yaoyu, Jian Junqiang, Pu Baoji. A system and method for realizing spring energy storage using a pulley block // Chinese Patent Application No. 201910075673.6, January 25, 2019.
- Pelupessi D.S., Zhavner M.V. Spring accumulators for stepper actuators // Modern mechanical engineering. science and education: proceedings of the 5th international scientific and practical conference (june 30 – july 1, 2016). st. petersburg: publishing house of the polytechnic university, 2016. pp. 499–509.
- 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.
- TANG Y.C., CHI Y.D., Sun J.F., et al. Leveraging elastic instabilities for amplified performance: Spine-inspired high-speed and high-force soft robots[J]. Science Advances, 2020, 6(19).
- 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.
- Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V. Regenerative actuators for cyclic movements. Saarbrücken, Germany: Palmarium academic publishing, 2014. 90 p.
- Korendyasev A.I., Salamandra B.L., Tyves L.I. Theoretical foundations of robotics. In 2 vols. // Moscow : Nauka, 2006. 376 p.
- Yan Chuanchao, Zhao Wen The use of pneumatic cylinders with return springs when creating mechanical drives with recuperative energy // 6-th international BAPT conference "POWER TRANSMISSIONS 2019". – 2019. – VARNA. – vol. 1. – p 163–167.
- Matsko O.N. Mechatronic regenerative actuators for reciprocating motion: abstract of the dissertation for the degree of candidate of technical sciences (phd): 05.02.05 — st. petersburg, 2011. 16p.
- 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.
14. Lo J., Parslew B. Elastic energy storage of spring–driven jumping robots // *arXiv preprint arXiv:2311.02188*. – 2023.
15. 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.
16. Li Xingwang, Teng Yan, Xu Ying. A pneumatic soft quadruped robot based on a bistable actuator[J] // *ROBOT*, 2024, 46(3): 294–304.
17. 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.
18. 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.
19. Ali H. I. et al. A review of pneumatic actuators (modeling and control) // *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*. – 2009. – T. 3. – №. 2. – C. 440–454.
20. Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhao Wen. Spring actuators with energy recovery for cyclic movements with technological load. In: *Innovations and prospects of development in mining machinery and mechanics: IPDME_2018: Collection of abstracts*. Saint Petersburg Mining University, St. Petersburg, p. 42.
21. 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.
22. Zhang Xiaofei; Zhang Yanheng; Sun Hanxu; Jia Qingxuan; Xiao Han Design and dynamics analysis of a two-wheel robot with hopping ability // *ROBOT* – 2014. – T. 36. – №. 3. – C. 355–361.