

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЛАТФОРМЫ СТЮАРТА

© 2016 П. И. Грешняков

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Приведены результаты совершенствования системы управления платформы Стюарта введением в регуляторы пневматических приводов закона регулирования второго порядка и преобразования управляющего сигнала для функционирования клапанов в линейной зоне расходной характеристики. Для исследования эффективности предложенных мероприятий использованы методы математического и численного моделирования с использованием программных пакетов MatLab/Simulink и AMESim. Особое внимание уделено исследованию динамических характеристик пневмопривода. Рассчитаны динамические характеристики системы управления пневматическими приводами в составе платформы Стюарта, показывающие эффективность предложенных методов её совершенствования. При использовании пневматического привода в составе платформы Стюарта величина нагрузки на выходном звене может достигать нескольких сотен килограммов, что позволяет использовать её как для динамических испытаний систем, так и для позиционирования объектов, например, подвижных тренажёров.

Платформа Стюарта, пневматический привод, PVA-регулятор, совершенствование, клапан, расходная характеристика, исследование, траекторное управление.

Введение

В настоящее время для позиционирования в пространстве объектов различного назначения, например, для их испытаний на устойчивость к динамическим нагрузкам, реализации подвижных тренажёров применяется пространственный механизм, именуемый платформой Стюарта [1]. Выходное звено платформы Стюарта может позиционироваться в пространстве по шести координатам с заданной точностью или двигаться в ограниченном диапазоне с заданной скоростью или ускорением. Перспективным является использование пневматических цилиндров в качестве привода платформы Стюарта для авиационных тренажёров [2–3], поскольку они являются более дешёвой альтернативой гидравлическим и электрическим аналогам. Применение современных пневматических приводов в следящих системах позволяет обеспечить линейное перемещение в сложных условиях

работы, в которых применение электрических приводов невозможно из-за наличия повышенных температур или в условиях наличия сильных магнитных полей.

Платформа Стюарта, в общем случае, состоит из двух жёстких рам – неподвижного основания и подвижной платформы, соединённых шестью пневмоцилиндрами (рис. 1) через сферические или карданные шарниры. За счёт изменения длин пневмоцилиндров возможно движение подвижной платформы вдоль осей x , y , z , а также вращательное её движение.

Управляющее воздействие в пневматических приводах осуществляется в большинстве случаев с помощью дорогостоящих пропорциональных золотниковых распределителей [4]. Дешёвой альтернативой пропорциональным распределителям являются дискретные 2/2 клапаны, которые находят всё большее распространение [5].

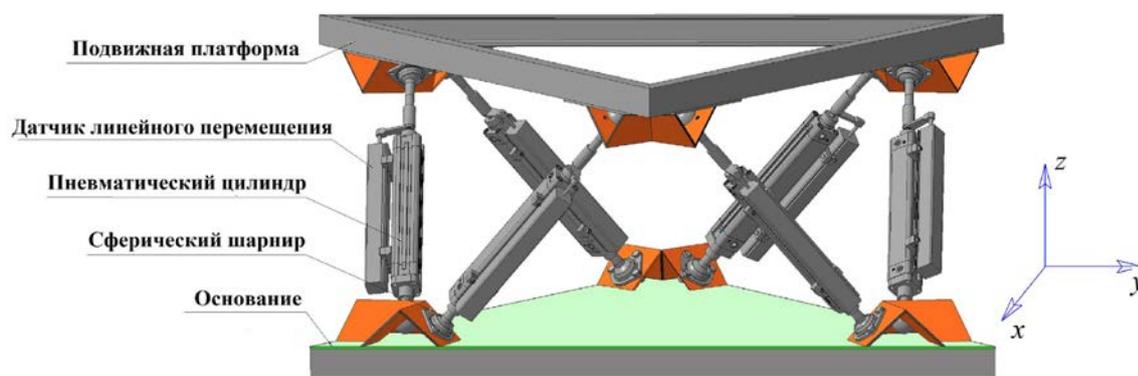


Рис. 1. Схема расположения элементов платформы Стюарта

Нелинейные регуляторы пневматических систем позиционирования с пропорциональными распределителями описаны в ряде работ [4-6]. Негативные эффекты при управлении пневматическими системами позиционирования, вызванные их нелинейной природой, усиливаются при использовании дискретных 2/2 клапанов вместо пропорциональных распределителей. Кроме этого, дискретность управляющего воздействия затрудняет выполнение требований по динамическим характеристикам системы.

Дискретные пневматические системы используют управление клапанами в режиме широтно-импульсной модуляции (ШИМ) [7]. Использование ШИМ с высокой частотой позволяет свести характеристику дискретного клапана к характеристике пропорционального [8]. Однако характеристика дискретного 2/2 клапана обладает зонами нечувствительности по управляющему сигналу ШИМ в начале характеристики и насыщения в конце. Указанные нелинейности при ШИМ-управлении приводят к существенной погрешности позиционирования объекта.

Возможно применение нелинейных систем управления, комбинирующих ШИМ управление и скользящее управление [9,10], однако применение линейных регуляторов, например ПИД, является традиционным и простым, хотя и обеспечивающим относительно низкие показате-

тели качества регулирования. Среди класса линейных регуляторов существует также регулятор второго порядка с пропорционально-дифференциально-дважды дифференциальным законом регулирования, именуемый как PVA-регулятор [11] (англ. position, velocity, acceleration – положение, скорость, ускорение). Применение PVA-регулятора вместо PID-регуляторов для пневматических систем позиционирования является более перспективным, поскольку обеспечивает лучшие показатели качества регулирования [12].

Целью работы является совершенствование системы управления пневматическими приводами на основе дискретных клапанов для позиционирования платформы Стюарта с учётом нелинейности их характеристик и использованием PVA-закона регулирования с включением фильтра Баттерворта.

1. Обобщённая схема системы управления движением платформы Стюарта

В системе управления движением платформы Стюарта предусмотрены блок расчёта обратной кинематики 1, шесть независимых друг от друга регуляторов 2 и объект регулирования – подвижная платформа 3 (рис. 2).

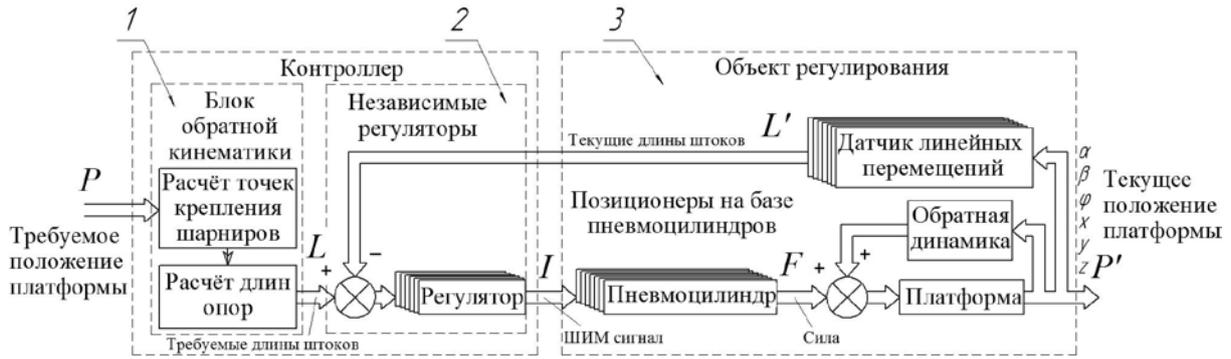


Рис. 2. Структурная схема системы управления платформы Стюарта

На входе блока обратной кинематики I задаётся вектор положения платформы Стюарта $(x, y, z, \alpha, \beta, \varphi)$ и по ним рассчитываются положения штоков пневматических позиционеров [13]. Рассчитанные значения длин пневмоцилиндров поступают в блок 2, содержащий шесть независимых друг от друга регуляторов, на входе которых формируется ШИМ-сигнал для изменения положения штоков пневмоцилиндров в объекте регулирования – платформе Стюарта 3.

2. Математическая модель пневматических позиционеров при управлении дискретными клапанами

Перемещение штоков пневмоцилиндров (рис. 2) осуществляется управлением подачей газа с помощью четырёх дискретных 2/2 пневматических клапанов, работающих в режиме ШИМ (рис. 3).

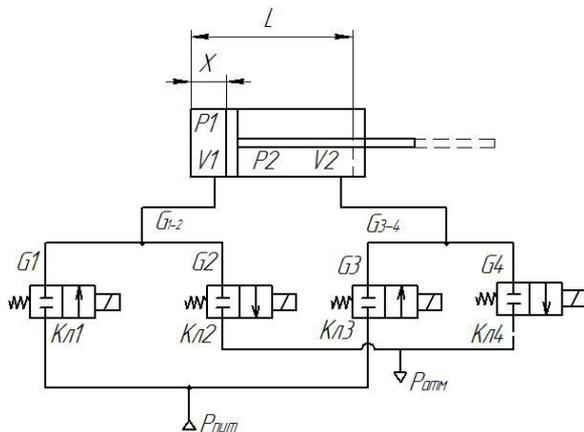


Рис. 3. Пневматическая схема пневматического позиционера

Уравнение движения штока пневмоцилиндра имеет вид:

$$M \cdot \ddot{x} = P_1 \frac{\pi \cdot D_{ц}^2}{4} - P_2 \frac{\pi \cdot (D_{ц}^2 - D_{шт}^2)}{4} - F_{тр} - F_{нагр}, \tag{1}$$

где x – перемещение штока пневмоцилиндра; M – масса штока пневмоцилиндра с перемещаемым грузом; P_1 и P_2 – соответственно давления в бесштоковой и штоковой полостях (рис. 3); $D_{ц}$ и $D_{шт}$ – соответственно диаметры цилиндра и штока; $F_{нагр}$ – внешние возмущающие силы; $F_{тр}$ – комплексная сила трения, находящаяся в зависимости от коэффициента вязкого трения β и силы сухого трения $F_{с.тр}$:

$$F_{тр} = \beta \frac{dx}{dt} + F_{с.тр} \cdot \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right). \tag{2}$$

Уравнения баланса расхода газа с учётом изменения давлений P_1 и P_2 в полостях пневмоцилиндров имеют вид:

$$\begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} &= \frac{kRT}{V_1} \cdot G_{1-2} - \frac{kP_1}{V_1} \cdot \dot{V}_1; \\ \frac{dP_2}{dt} &= \frac{kRT}{V_2} \cdot G_{3-4} - \frac{kP_2}{V_2} \cdot \dot{V}_2, \end{aligned} \tag{3}$$

где G_{1-2} и G_{3-4} – массовые расходы газа, поступающие в полости пневмоцилиндров; R – газовая постоянная; T – температура газа; k – показатель адиабаты; V_1 и V_2 – объёмы бесштоковой и штоковой полостей.

Объёмы бесштоковой V_1 и штоковой V_2 полостей (рис. 3) вычисляются по выражениям:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot x \cdot D_{ц}^2}{4}; V_2 = \frac{\pi \cdot (L-x) \cdot (D_{ц}^2 - D_{шт}^2)}{4}, \quad (4)$$

Массовые расходы газа, поступающие в полости пневмоцилиндров G_{1-2} и G_{3-4} находятся как разницы массовых расходов клапанов подачи G_1, G_3 и сброса

газа G_2, G_4 , попарно присоединённых к соответствующим полостям:

$$G_{1-2} = G_1 - G_2, \quad G_{3-4} = G_3 - G_4. \quad (5)$$

Расход газа G_i через дросселирующее сечение i -го клапана ($i = \overline{1,4}$) (5) выражается формулами Сен-Венана–Ванцеля [18]:

$$G_i = \mu \cdot S_{кл} \cdot u_i \cdot P_{ex} \sqrt{\frac{2}{R \cdot T} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{вых}}{P_{ex}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{вых}}{P_{ex}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad \text{при } \frac{P_{вых}}{P_{ex}} > \beta_{кр}, \quad (6)$$

$$G_i = \mu \cdot S_{кл} \cdot u_i \cdot P_{ex} \sqrt{\frac{2}{R \cdot T} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad \text{при } \frac{P_{вых}}{P_{ex}} \leq \beta_{кр}, \quad (7)$$

где μ – коэффициент расхода; $S_{кл}$ – площадь проходного сечения клапана; u_i – дискретный управляющий сигнал; $P_{вых}$ – давление на выходе из клапана; P_{ex} – давление на входе клапана; $\beta_{кр}$ – критическое отношение давлений.

Для первого клапана $P_{ex} = P_{пит}, P_{вых} = P_1$, для второго $P_{ex} = P_1, P_{вых} = P_{атм}$, для третьего $P_{ex} = P_{пит}, P_{вых} = P_2$, для четвёртого $P_{ex} = P_2, P_{вых} = P_{атм}$, $P_{пит}$ и $P_{атм}$ – давление питания и атмосферное давление (рис. 3).

Управляющие сигналы каждого из соответствующих четырёх клапанов в зависимости от управляющего сигнала контроллера u находятся следующим образом:

$$u_1 = u_4 = \begin{cases} 0, & \text{если } u \leq 0; \\ u, & \text{если } u > 0, \end{cases} \quad (8)$$

$$u_2 = u_3 = \begin{cases} 0, & \text{если } u \geq 0; \\ u, & \text{если } u < 0. \end{cases}$$

В табл. 1 сведены основные параметры, которые использованы при моделировании системы позиционирования штока пневмоцилиндров платформы Стюарта.

Таблица 1. Параметры системы

$D_{ц}$ [мм]	32	R [Дж/кг*К]	287
$D_{шт}$ [мм]	15	T [К]	293
L [мм]	200	k	1,4
M [кг]	10	β [Н/м/с]	10
$P_{пит}$ [Па]	$5 \cdot 10^5$	$F_{с.мп}$ [Н]	5
$P_{атм}$ [Па]	$1 \cdot 10^5$	$S_{кл}$ [мм ²]	4,52

3. Обеспечение функционирования клапана в линейной зоне его расходной характеристики

В целях повышения точности системы управления при малых возмущениях предлагается ввести в состав регулятора преобразователь, который обеспечит функционирование клапанов в пределах линейной части их расходных характеристик (рис. 4).

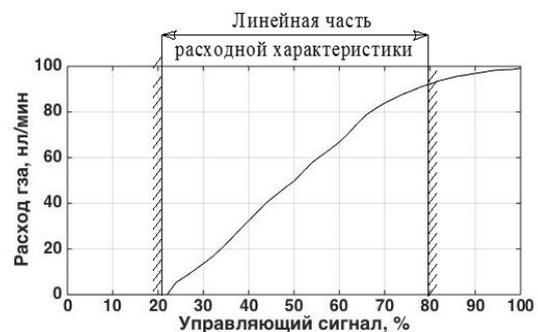


Рис. 4. Экспериментальная расходная характеристика пневматического клапана

Как видно из рис. 4, на расходной характеристике клапанов присутствует зона нечувствительности по управляющему сигналу ШИМ от 0 до 20 %. Это обусловлено наличием силы предварительного натяжения пружины, обеспечивающей закрытое положение клапана. При перепаде давления на клапане в 2 кгс/см² электромагнитная сила соленоида преодолевает натяжение пружины лишь при дости-

жении 20 % (далее *a*) управляющего сигнала [15]. Кроме этого, при достижении управляющего сигнала ШИМ величины 80 % (далее *b*) наклон характеристики существенно изменяется.

Указанную задачу предлагается выполнить за счёт преобразования управляющего ШИМ-сигнала на выходе из регулятора *u* на контроллере в сигнал *u'* (рис. 5).

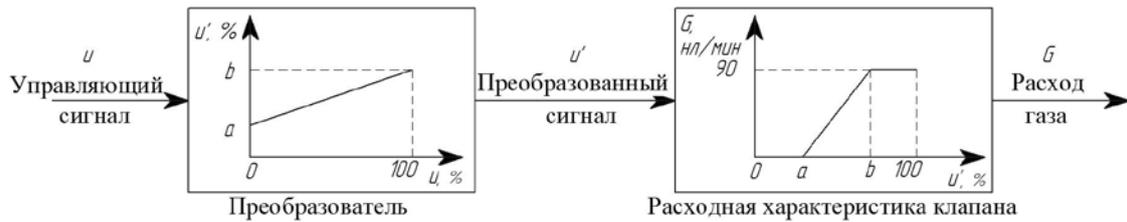


Рис. 5. Схема преобразования управляющего ШИМ-сигнала для обеспечения функционирования клапана в линейной части его расходной характеристики

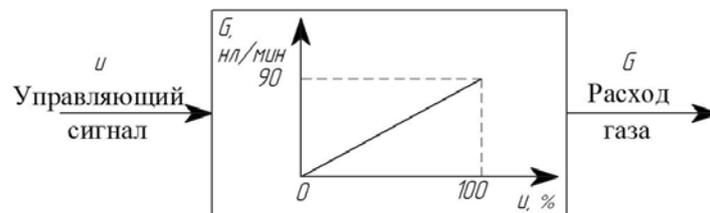


Рис. 6. Характеристика клапана совместно с преобразователем управляющего сигнала

Выражение, по которому функционирует преобразователь, выглядит следующим образом:

$$u' = \frac{(b-a)}{100\%} \cdot u + a, \quad (9)$$

Преобразователь смещает управляющий сигнал на величину зоны нечувствительности клапана a и масштабирует

сигнал регулятора на участок линейной рабочей зоны от a до b (рис. 6).

На рис. 7 показаны переходные процессы работы регулятора без преобразователя управляющего сигнала и с преобразователем, полученные в результате численного моделирования работы процессов в программном пакете MATLAB/Simulink.

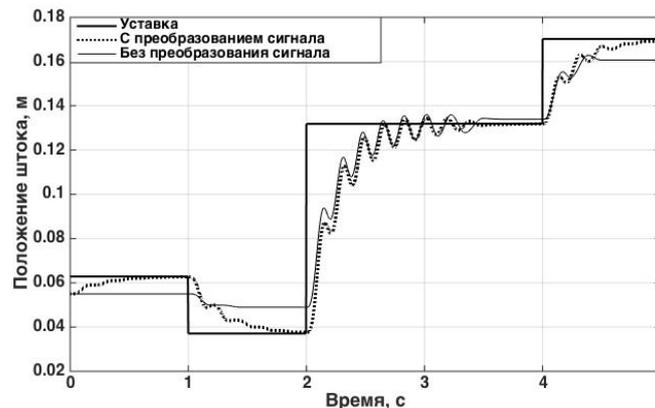


Рис. 7. Переходные характеристики для систем с преобразованием и без преобразования управляющего сигнала для обеспечения работы клапанов в линейной части его характеристики

Как видно из рис. 7, при работе регулятора без преобразователя движение штока прекращается при приближении к требуемому значению на некоторую величину, что объясняется нечувствительностью клапанов к малым величинам сигнала на выходе из регулятора. При наличии преобразователя исключаются влияния зоны нечувствительности при малых управляющих сигналах и возмущениях, а также улучшаются показатели качества регулирования.

4. Совершенствование закона регулирования пневматических приводов

Как известно, увеличение пропорциональной составляющей в законе регулирования позволяет увеличить быстродействие системы, однако его чрезмерное увеличение может привести к потере устойчивости системы [16]. Применение второй производной в структуре регулятора позволяет увеличить запас устойчивости, что делает возможным дальнейшее увеличение пропорциональной составля-

ющей для повышения быстродействия без потери устойчивости системы. При использовании PVA-закона регулирования управляющий сигнал имеет вид:

$$u = K_p(x_{TP} - x) - K_v \cdot \dot{x} - K_A \cdot \ddot{x}, \quad (10)$$

где x, x_{TP} – текущие и требуемые координаты штока пневмоцилиндра; K_p – коэффициент усиления пропорциональной составляющей; K_v – коэффициент усиления дифференциальной составляющей; K_A – коэффициент усиления составляющей регулятора по двойному дифференцированию.

На рис. 8 показана блок-схема регулятора на основе PVA-закона регулирования с фильтрацией сигнала с датчика положения позиционера.

На рис. 9 приведены переходные процессы для PD и PVA-регуляторов, рассчитанные в программном пакете MATLAB/ Simulink с использованием формул (1)-(10) и значений параметров, приведенных в табл. 1.

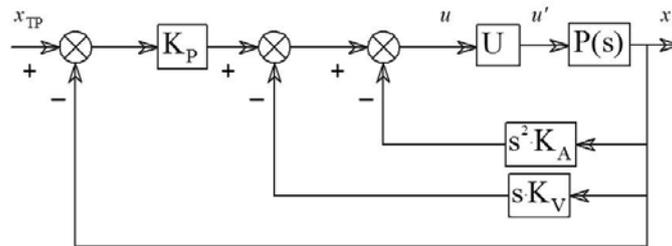


Рис. 8. Блок-схема PVA-регулятора: U – преобразователь управляющего сигнала для работы клапана в линейной зоне характеристики; $P(s)$ – передаточная функция объекта регулирования

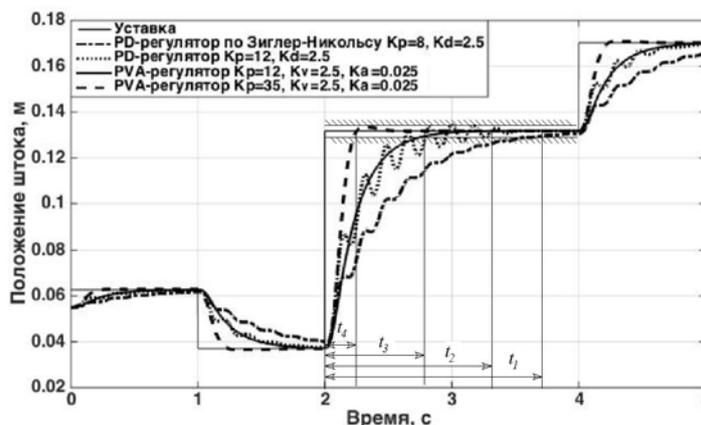


Рис. 9. Переходные процессы для различных законов регулирования

Как видно из рис. 9, использование ПД-регулятора, настроенного по методу Зиглера-Никольса [17], обеспечивают переходный процесс длительностью $t_1=1,8$ с. Дальнейшее увеличение пропорциональной составляющей K_P до 12 позволяет повысить быстродействие до $t_2=1,3$ с, но появляются колебания движения штока цилиндра. Устранение колебаний возможно за счёт ввода дважды дифференцируемой составляющей $K_A=0.025$ при прежних коэффициентах пропорциональной ($K_P=12$) и дифференциальной ($K_V=2.5$) составляющих, дополнительно уменьшающего время переходного процесса до $t_3=0,8$ с. Кроме этого, наличие двойного дифференцирования в законе регулирования позволяет увеличить пропорциональный коэффициент усиления K_P с 12 до 35 и ещё больше увеличить быстродействие до $t_4=0,2$ с. Дальнейшее увеличение пропорциональной составляющей приводит к появлению нежелательного перерегулирования.

5. Исследование динамических характеристик системы управления

Для анализа динамики платформы Стюарта, приводимой в движение пневматическими приводами, использовался программный пакет LMS Imagine.Lab AMESim 3D Kinematics. Модель кинематики позиционеров платформы Стюарта описана в [17]. В расчётах приняты значения: масса платформы $M=60$ кг; моменты инерции платформы $I_x=I_y=I_z=10$ кг·м²; сторона треугольника неподвижного основания и подвижной платформы 0,8 м; ход пневмоцилиндров 225 мм; длина пневмоцилиндров 300 мм.

Для оценки качества регулирования при использовании различных законов регулирования использовалась квадратная тестовая траектория в плоскости на постоянном уровне. Сторона квадрата тестовой траектории принята равной макси-

мально возможной для данной рабочей зоны платформы 0,25 м.

Движение по траектории осуществлялось при различных скоростях (рис. 10), начиналось с точки $x=1,75$ м; $y=0,9$ м и продолжалось в направлении против часовой стрелки. Выбранные максимальная и минимальные скорости при движении по квадратной траектории дают возможность анализа диапазона управления системы. Коэффициенты закона регулирования выбраны ранее в разделе 4. Оценивалась погрешность траекторного управления, которая представляет собой расстояние между требуемым положением центра масс подвижной платформы (x_{mp} , y_{mp} , z_{mp}) и текущим положением на данный момент времени (x , y , z):

$$e = (x_{TP} - x)^2 + (y_{TP} - y)^2 + (z_{TP} - z)^2. \quad (11)$$

Как видно из рис. 10, при движении по тестовой траектории со скоростью 0,1 м/с реальная траектория практически повторяет требуемую, в отличие от движения со скоростью 0,5 м/с.

Наибольшая погрешность наблюдается в момент старта платформы, а также при смене направления в углах квадратной траектории. Средние значения погрешности на скорости 0,1 м/с равны 0,4 мм для PD-закона регулирования и 0,15 мм для PVA-закона регулирования, что составляет 0,16 % и 0,06 % соответственно от размера стороны квадрата тестовой траектории.

На скорости 0,5 м/с средние значения погрешности равны 7 мм (2,8 %) для PD закона регулирования и 1,5 мм (0,6 %) для PVA-закона регулирования. Использование PVA-закона регулирования позволило увеличить пропорциональную составляющую регулятора, как показано в разделе 4, с 12 до 35, что существенно уменьшило погрешность траекторного управления и приблизило реальную траекторию к требуемой.

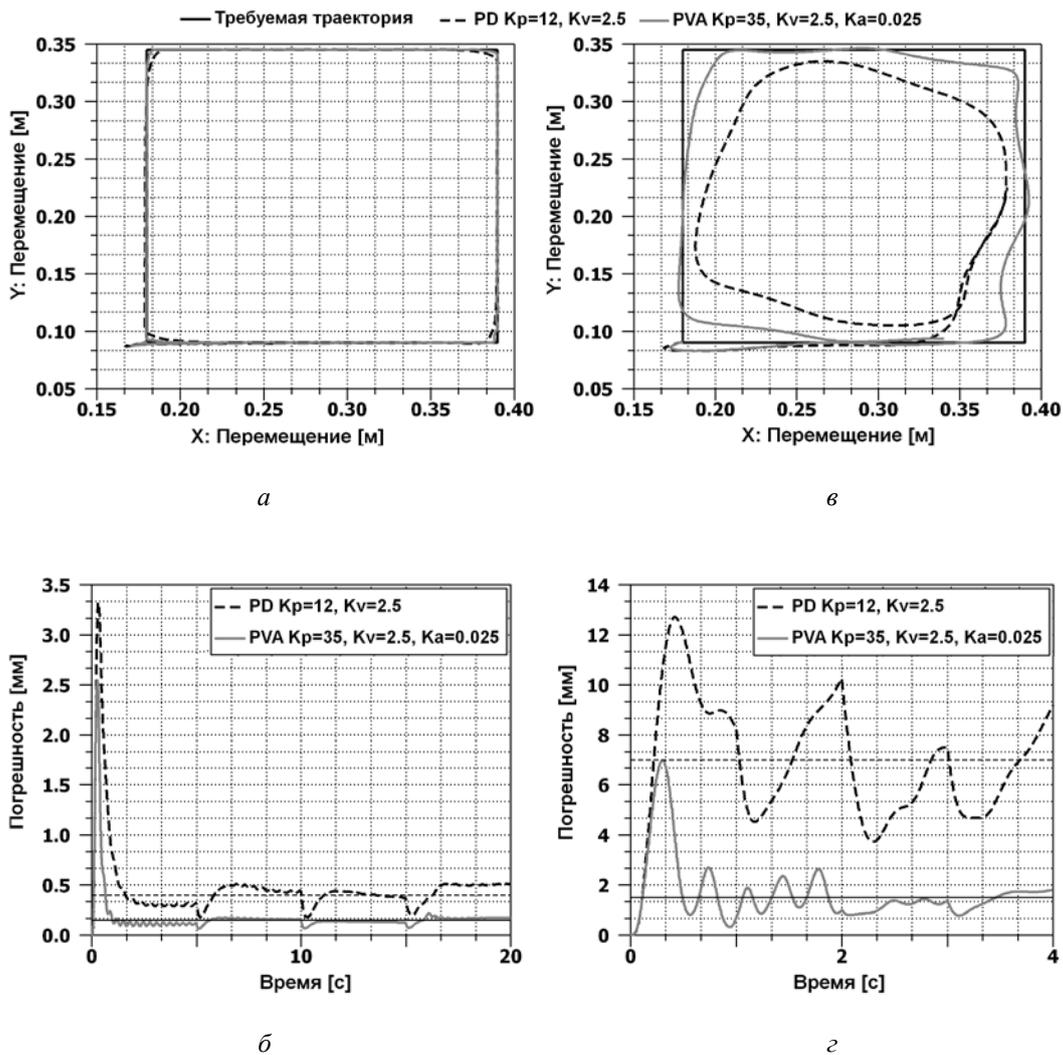


Рис. 10. Траектории движения платформы Стюарта и погрешности траекторного управления на скорости 0,1 м/с (а), (б) и на скорости 0,5 м/с (в), (г) при различных законах регулирования

6. Заключение

1. Предложены мероприятия по совершенствованию системы управления пневматическими приводами платформы Стюарта, заключающиеся в обеспечении функционирования дискретных клапанов в линейной зоне их расходных характеристик и использованием PVA-закона регулирования.

2. Построением переходных характеристик движения штока пневмопривода в программном пакете MATLAB/ Simulink показано преимущество применения усо-

вершенствованного закона регулирования, обеспечивающего снижение времени переходного процесса с 1,3 до 0,2 с.

3. Исследованиями динамической точности платформы Стюарта в программном пакете LMS Imagine.Lab AMESim 3D Kinematics показано, что применение усовершенствованного PVA-регулятора вместо традиционного PD-регулятора приводит к уменьшению погрешности траекторного управления с 0,16 до 0,06 % при скорости 0,1 м/с и с 2,8 до 0,6 % при скорости 0,5 м/с.

Библиографический список

1. Grewal K.S., Dixon R., Pearson J. LQG controller design applied to a pneumatic stewart-gough platform // *International Journal of Automation and Computing*. 2012. V. 9, Iss. 1. P. 45-53. DOI: 10.1007/s11633-012-0615-7.
2. Rapp P., Weickgenannt M., Tarin C., Sawodny O. Valve flow rate identification and robust force control for a pneumatic actuator used in a flight simulator // *Proceedings of the American Control Conference*. 2012. P. 1806-1813. DOI: 10.1109/acc.2012.6314702.
3. Andrievsky B., Kazunin D.V., Kostygova D.M., Kuznetsov N.V., Leonov G.A., Lobanov P., Volkov A.A. Control of pneumatically actuated 6-DOF Stewart platform for driving simulator // *19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, MMAR 2014*. 2014. P. 663-668. DOI: 10.1109/mmar.2014.6957433.
4. Lee H.K., Choi G.S., Choi G.H. A study on tracking position control of pneumatic actuators // *Mechatronics*. 2002. V. 12, Iss. 6. P. 813-831. DOI: 10.1016/s0957-4158(01)00024-1.
5. Shen X., Zhang J., Barth E.J., Goldfarb M. Nonlinear model-based control of pulse width modulated pneumatic servo systems // *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2006. V. 128, Iss. 3. P. 663-669. DOI: 10.1115/1.2232689.
6. Girin A., Plestan F., Brun X., Glumineau A. High-order sliding-mode controllers of an electropneumatic actuator: application to an aeronautic benchmark // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2009. V. 17, Iss. 3. P. 663-645. DOI: 10.1109/tcst.2008.2002950.
7. Xing K., Huang J., Wang Y., Wu J., Xu Q., He J. Tracking control of pneumatic artificial muscle actuators based on sliding mode and non-linear disturbance observer // *IET Control Theory and Applications*. 2010. V. 4, Iss. 10. P. 2058-2070. DOI: 10.1049/iet-cta.2009.0555.
8. Rosas-Flores J.A., Flores-Campos J.A., Corona-Ramirez L.G. Optimal linearization of the dynamic behavior of an on/off actuated single pneumatic cylinder // *Proceedings of 5th international conference on electrical engineering, computing science and automatic control (CCE 2008)*. 2008. P. 380-385. DOI: 10.1109/iceee.2008.4723441.
9. Le M., Pham M., Tavakoli M., Moreau R. Sliding mode control of a pneumatic haptic teleoperation system with on/off solenoid valves // *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2011. P. 874-879. DOI: 10.1109/icra.2011.5979610.
10. Nguyen T., Leavitt J., Jabbari F., Bobrow J.E. Accurate sliding-mode control of pneumatic systems using low-cost solenoid valves // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2007. V. 12, Iss. 2. P. 216-219. DOI: 10.1109/tmech.2007.892821.
11. Fok S.C., Ong E.K. Position control and repeatability of a pneumatic rodless cylinder system for continuous positioning // *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 1999. V. 15, Iss. 5. P. 365-371. DOI: 10.1016/s0736-5845(99)00027-7.
12. Ning S., Bone G.M. High steady-state accuracy pneumatic servo positioning system with PVA/PV control and friction compensation // *Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2002. V. 3. P. 2824-2829. DOI: 10.1109/robot.2002.1013660
13. Greshniakov P., Gimadiev A., Ilyukhin V. Analysis of Stewart platform dynamic characteristics with pneumatic actuating elements // *22nd International Congress on Sound and Vibration*. 2015.
http://iiav.org/archives_icsv_last/2015_icsv22/content/papers/papers/full_paper_366_20150401153839979.pdf.
14. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 319 с.

15. Belforte G., Mauro S., Mattiazzo G. A method for increasing the dynamic performance of pneumatic servosystems with digital valves // *Mechatronics*. 2004. V. 14, Iss. 10. P. 1105-1120. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2004.06.006.

16. Репин А.И., Сабанин В.Р., Смирнов Н.И. Алгоритм оптимальной настройки реальных ПИД регуляторов на заданный запас устойчивости // *Автоматизация и ИТ в энергетике*. 2010. № 4 (9). С. 7-12.

17. Ziegler J.G. Optimum Settings for Automatic Controllers // *Transactions of the ASME*. 1942. V. 64. P. 759-768.

Информация об авторе

Грешняков Павел Иванович, аспирант кафедры автоматических систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: pavel.ssau@gmail.com. Область научных интересов: мехатроника, робототехника.

STEWART PLATFORM PNEUMATIC CONTROL SYSTEM DEVELOPMENT AND CHARACTERISTIC RESEARCH

© 2016 P. I. Greshnyakov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper presents the results of improving the Stewart platform control system by applying the second-order regulation law to pneumatic drive controllers and transformation of the actuating signal for the functioning of valves in the linear region of the flow characteristic. Methods of mathematical and numerical simulation using the software package MatLab/Simulink and AMESim are used to analyze the sufficiency of the measures proposed. Special attention is given to the analysis of the pneumatic drive dynamic characteristics. Dynamic characteristics of the pneumatic drive control system incorporated in the Stewart platform are calculated, which show the efficiency of the proposed methods of improvement. If the pneumatic drive is used as part of the Stewart platform the load in the output component can reach hundreds of kilograms, which makes it possible to use it both for dynamic tests of the systems and for positioning objects, for instance, mobile simulators.

Stewart platform, inverse kinematics, coordinate system, PVA-control, flow characteristics, pneumatic drive, trajectory control.

References

1. Grewal K.S., Dixon R., Pearson J. LQG controller design applied to a pneumatic Stewart-gough platform. *International Journal of Automation and Computing*. 2012. V. 9, Iss. 1. P. 45-53. DOI: 10.1007/s11633-012-0615-7.

2. Rapp P., Weickgenannt M., Tarin C., Sawodny O. Valve flow rate identification and robust force control for a pneumatic actuator used in a flight simulator. *Proceedings of the American Control Conference*. 2012. P. 1806-1813. DOI: 10.1109/acc.2012.6314702.

3. Andrievsky B., Kazunin D.V., Kostygova D.M., Kuznetsov N.V., Leonov G.A., Lobanov P., Volkov A.A. Control of pneumatically actuated 6-DOF Stewart platform for driving simulator. *19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, MMAR 2014*. 2014. P. 663-668. DOI: 10.1109/mmar.2014.6957433.

Citation: Greshnyakov P.I. Stewart platform pneumatic control system development and characteristic research. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2016. V. 15, no. 1. P. 151-162. DOI: 10.18287/2412-7329-2016-15-1-151-162

4. Lee H.K., Choi G.S., Choi G.H. A study on tracking position control of pneumatic actuators. *Mechatronics*. 2002. V. 12, Iss. 6. P. 813-831. DOI: 10.1016/s0957-4158(01)00024-1.
5. Shen X., Zhang J., Barth E.J., Goldfarb M. Nonlinear model-based control of pulse width modulated pneumatic servo systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 2006. V. 128, Iss. 3. P. 663-669. DOI: 10.1115/1.2232689.
6. Girin A., Plestan F., Brun X., Glumineau A. High-order sliding-mode controllers of an electropneumatic actuator: application to an aeronautic benchmark. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2009. V. 17, Iss. 3. P. 663-645. DOI: 10.1109/tcst.2008.2002950.
7. Xing K., Huang J., Wang Y., Wu J., Xu Q., He J. Tracking control of pneumatic artificial muscle actuators based on sliding mode and non-linear disturbance observer. *IET Control Theory and Applications*. 2010. V. 4, Iss. 10. P. 2058-2070. DOI: 10.1049/iet-cta.2009.0555.
8. Rosas-Flores J.A., Flores-Campos J.A., Corona-Ramirez L.G. Optimal linearization of the dynamic behavior of an on/off actuated single pneumatic cylinder. *Proceedings of 5th international conference on electrical engineering, computing science and automatic control (CCE 2008)*. 2008. P. 380-385. DOI: 10.1109/iceee.2008.4723441.
9. Le M., Pham M., Tavakoli M., Moreau R. Sliding mode control of a pneumatic haptic teleoperation system with on/off solenoid valves. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2011. P. 874-879. DOI: 10.1109/icra.2011.5979610.
10. Nguyen T., Leavitt J., Jabbari F., Bobrow J.E. Accurate sliding-mode control of pneumatic systems using low-cost solenoid valves. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2007. V. 12, Iss. 2. P. 216-219. DOI: 10.1109/tmech.2007.892821.
11. Fok S.C., Ong E.K. Position control and repeatability of a pneumatic rodless cylinder system for continuous positioning. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 1999. V. 15, Iss. 5. P. 365-371. DOI: 10.1016/s0736-5845(99)00027-7.
12. Ning S., Bone G.M. High steady-state accuracy pneumatic servo positioning system with PVA/PV control and friction compensation. *Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2002. V. 3. P. 2824-2829. DOI: 10.1109/robot.2002.1013660.
13. Greshniakov P., Gimadiev A., Ilyukhin V. Analysis of Stewart platform dynamic characteristics with pneumatic actuating elements. *22nd International Congress on Sound and Vibration*. 2015.
http://iiav.org/archives_icsv_last/2015_icsv22/content/papers/papers/full_paper_366_20150401153839979.pdf.
14. Popov D.N. *Mekhanicka gidro i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives. Textbook for institutes of higher education specializing in preparing licentiates in the engineering field]. Moscow: Bauman State Technical University Publ., 2002. 319 p.
15. Belforte G., Mauro S., Mattiazzo G. A method for increasing the dynamic performance of pneumatic servosystems with digital valves. *Mechatronics*. 2004. V. 14, Iss. 10. P. 1105-1120. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2004.06.006.
16. Repin A.I., Sabanin V.R., Smirnov N.I. Algorithm of real PID optimal tuning for the required stability margin. *Avtomatizatsiya i IT v energetike*. 2010. No. 4 (9). P. 7-12. (In Russ.)
17. Ziegler J.G. Optimum Settings for Automatic Controllers. *Transactions of the ASME*. 1942. V. 64. P. 759-768.

About the author

Greshnyakov Pavel Ivanovich, postgraduate student, Department of Automatic Systems of Power Plants, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: pavel.ssau@gmail.com. Area of Research: mechatronics and robotics.