

УДК 538.446

М.П. Карпов, канд. техн. наук, доцент,

В.Б. Потеряхин, доцент,

М.М. Майстришин, инженер-ассистент

Севастопольский национальный технический университет

Ул. Университетская 33, г.Севастополь, Украина, 99053

E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ВЫСОКОТОЧНОГО ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ЛИНЕЙНЫХ ПНЕВМОПРИВОДОВ

Рассмотрены вопросы возможности создания высокоточных пневматических позиционеров с разомкнутой по перемещению системой управления.

При проектировании и создании средств робототехники с пневматическими приводами одним из принципиальных и проблематичных вопросов является обеспечение стабильности и точности позиционирования его исполнительных звеньев.

Опыт конструирования подобного рода устройств как в отечественной, так и зарубежной практике, показывает, что крайне сложно добиться высокоточного позиционирования исполнительных звеньев привода без соответствующего механического стопора. Это объясняется особенностями сжатого воздуха, которые не позволяют обеспечить стабильное повторение результата позиционирования при сохранении одинаковых начальных условий подачи воздуха в привод.

Приведенные в литературных источниках зарубежные многопозиционные устройства без механического ограничения, обеспечивающие точность позиционирования по перемещению порядка 1 %...1,5 % выполнены, в основном, с обратной связью по перемещению, которая требует использования соответствующей непростой и не дешевой аппаратуры, что соответственно сказывается на надежности и стоимости позиционеров [1–3].

В статье приведены результаты исследований, целью которых было изучение условий, обеспечивающих высокую точность позиционирования исполнительных звеньев некоторого ряда линейных пневмоприводов без обратной связи по перемещению.

Это может быть объяснено следующим образом: Используемый в пневмоприводах в качестве рабочего тела воздух, хоть и обладает высокой степенью сжимаемости, но при сохранении стабильных начальных условий, а именно, давления сжатого воздуха, на входе в привод, стабильном расходе и температуре, неизменных размеров воздушного тракта, должен совершать одинаковую работу при повторных перемещениях. Следовательно, должен сохранять хорошую повторяемость результатов перемещения исполнительного конечного звена.

Для поставленной задачи вопрос, очевидно, заключается в том, каким образом и при помощи какой аппаратуры обеспечить эту стабильность начальных условий. В конечном итоге должна быть найдена соответствующая схема управления и выбрана аппаратура, обеспечивающая высокую повторяемость результатов экспериментов.

На рисунке 1 изображена первоначальная схема испытания пневматических цилиндров двустороннего действия, где $P_{\text{маг}}$ – давление воздуха подаваемого с компрессора, $P_{\text{вх}}$ – давление воздуха подаваемого в цилиндр, $P_{\text{вых}}$ – давление воздуха в магистрали стравливания. Использовались два цилиндра: с внутренним диаметром $D=63$ мм с максимальным ходом $L=300$ мм и цилиндр с внутренним диаметром $D=100$ мм с максимальным ходом $L=600$ мм. Время перемещения измерялось электронным секундомером, давление на входе задавалось редукционным клапаном и контролировалось манометром 1, давление на выходе измерялось манометром 3. Для цилиндра $D=63$ мм внутренний диаметр подающих и стравливающих шлангов равнялся $d=4$ мм, а для цилиндра $D=100$ мм, соответственно 6 мм.

В исходном состоянии избыточное давление 0,6 МПа подавалось в штоковую полость, при этом бесштоковая полость была соединена с атмосферой. При этом поршень находился в крайнем левом положении. При переключении распределителя происходило движение поршня вправо и обратно. В данном эксперименте исследовалась повторяемость результатов перемещения по времени при движении поршня до упора и влияние сопротивлений нагнетательных и стравливающих магистралей на динамику привода.

Оба эксперимента показали достаточно высокую степень повторяемости результатов измерений с точностью порядка 0,5 %, что дало возможность составить имитационную математическую модель данной схемы и определить обобщенные коэффициенты расходов нагнетательной и стравливающих магистралей, используя показания манометров 1 и 3. Подробно метод определения коэффициентов расхода изложен в [4].

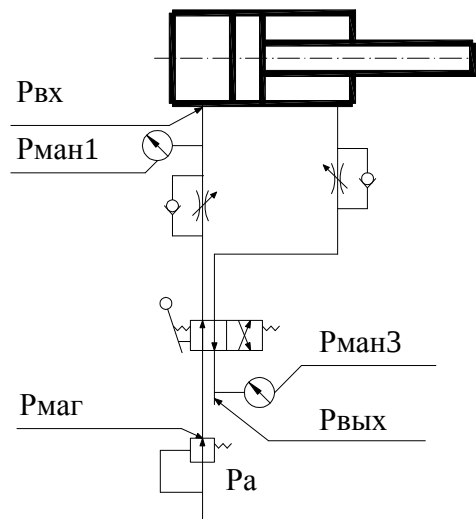
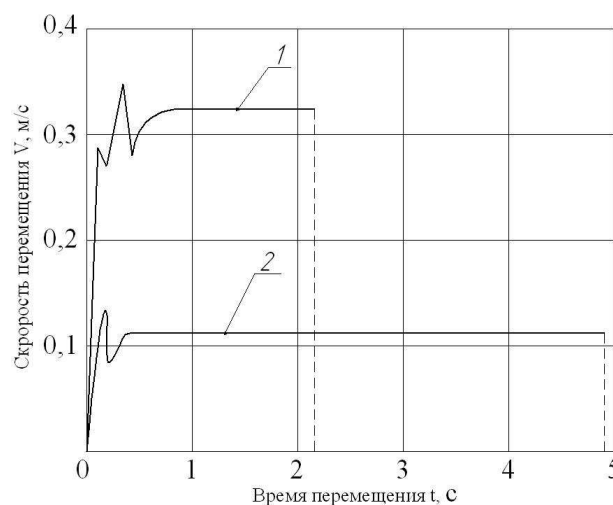


Рисунок 1 – Пневматическая схема испытаний низкоскоростных цилиндров

На рисунке 2 показаны графики скоростей перемещений в зависимости от времени, построенные по результатам математической модели, где кривая 1 соответствует перемещению цилиндра с диаметром $D = 63$ мм, а кривая 2 – цилиндра с диаметром $D = 100$ мм. Точность совпадения модели и эксперимента составила 1 %.

Как видно из графиков, в начальный момент времени имеет место переходный период, величиной порядка 0,4...0,5 с. Далее скорость стабилизируется и остается неизменной, что и подтверждает эксперимент. На данном этапе имеет место установившийся режим течения воздуха, чем и объясняется достаточно высокая повторяемость результатов перемещения по времени.

Рисунок 2 – График зависимости $V = f(t)$

Разброс результатов в указанном пределе (0,5%) объясняется наличием начальных участков разгона, где течение рабочего тела является неустановившимся. Скорости перемещений, как видно из графиков, невысоки и данные цилиндры можно отнести к низкоскоростным приводам. Обычно, как показывают результаты исследований, низкоскоростные цилиндры имеют достаточно высокую степень повторяемости результатов перемещений. Следует, однако, добавить, что скорости перемещения поршня можно значительно увеличить, разгрузив выхлопную магистраль, например, установив клапаном быстрого выхлопа. Эксперимент показал, что это не ухудшает высокую повторяемость результатов перемещений.

Главный вывод из полученной серии экспериментов заключается в том, что высокая стабильность результатов перемещений подобного рода цилиндров обусловлена установившимися режимами наполнения и опорожнения магистралей с малым в процентном отношении периодом переходного неустановившегося течения.

Приведенная выше схема и математическая модель может быть использована для точного расчета времени перемещения поршня цилиндра при различных длинах пневматических трактов, степени их

загруженности пневматической аппаратурой, а также различных внешних нагрузок на поршень. Однако эта схема не позволяет производить остановку поршня в промежуточных положениях без дополнительных внешних механических воздействий.

Для решения этой задачи был разработан испытательный стенд, пневмосхема которого изображена на рисунке 3, где остановка поршня в промежуточном положении осуществлялась с помощью пневмоаппаратуры.

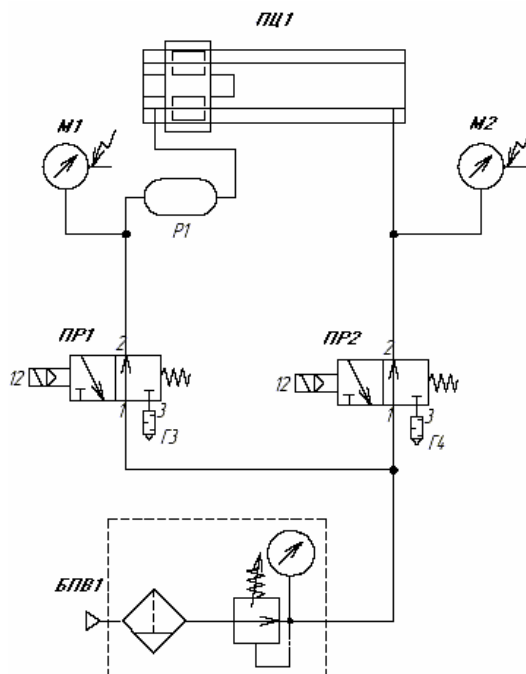


Рисунок 3 – Пневматическая схема стенда с остановкой поршня в промежуточном положении

В качестве исполнительных механизмов использовался бесштоковый пневмоцилиндр ПЦ1, имеющий эффективные одинаковые площади поршня в нагнетательной и выхлопной полостях. Подача и стравливание воздуха осуществлялась через трехлинейные двухпозиционные пневмораспределители с электроуправлением ПР1 и ПР2, с регистрацией давления манометрами М1, М2. Давление в пневмомагистрали регулировалось редукционным клапаном блока БПВ.

С помощью этого стенда был проведен поиск способа остановки поршня в промежуточном положении, который бы отвечал требованиям высокой точности перемещения поршня цилиндра. Наиболее оптимальным оказался следующий способ. В исходном состоянии сжатый воздух от БПВ подавался одновременно в обе полости цилиндра, при этом поршень находился в крайнем левом положении. Поскольку эффективные площади поршня цилиндра одинаковы, каретка цилиндра фиксируется в этом положении за счет действия одинаковых сил с обеих сторон поршня, при одинаковых давлениях воздуха в полостях. Затем, при переключении распределителя ПР2, из правой полости ПЦ1 происходило стравливание воздуха в атмосферу, а за счет давления в левой полости ПЦ1 происходило движение поршня с кареткой вправо. Через некоторый строго фиксируемый промежуток времени, распределитель ПР2 переключался в исходное положение, вследствие чего каретка поршня резко останавливалась и фиксировалась в текущем положении.

Для реализации точных временных задержек времени авторы статьи применили промышленный контроллер FEC COMPACT фирмы FESTO. С помощью данного контроллера была реализована задача управления катушками распределителей ПР1, ПР2. Это позволило добиться дискретности изменения временного промежутка 0,01 с, что на порядок меньше времени переключения ПР1, ПР2 и позволило провести более корректный эксперимент.

Эксперимент проводился следующим образом. При нажатии на кнопку запускался контроллер, включал катушку-распределителя ПР2. После окончания временной задержки катушка отключалась, и цилиндр останавливался. Для возврата в исходное положение нажималась кнопка возврата. При этом на фиксированный промежуток времени включалась катушка распределителя ПР1.

Далее при данной схеме позиционирования исследовалась повторяемость результатов перемещения поршней ряда цилиндров за определенные отрезки времени при разных давлениях. Первоначально был использован бесштоковый цилиндр DGO-16-200-PPV-A-B с диаметром поршня 16 мм. Характерный график перемещений в зависимости от задаваемого времени при давлении 0,4 МПа показан на рисунке 4, где кривая 1 получена по экспериментальным данным, а кривая 2 – ее

аппроксимацией методом наименьших квадратов в виде линейной функции. Перемещения S при задаваемых отрезках времени t были получены как среднеарифметические значения результатов десяти опытов при неизменных условиях.

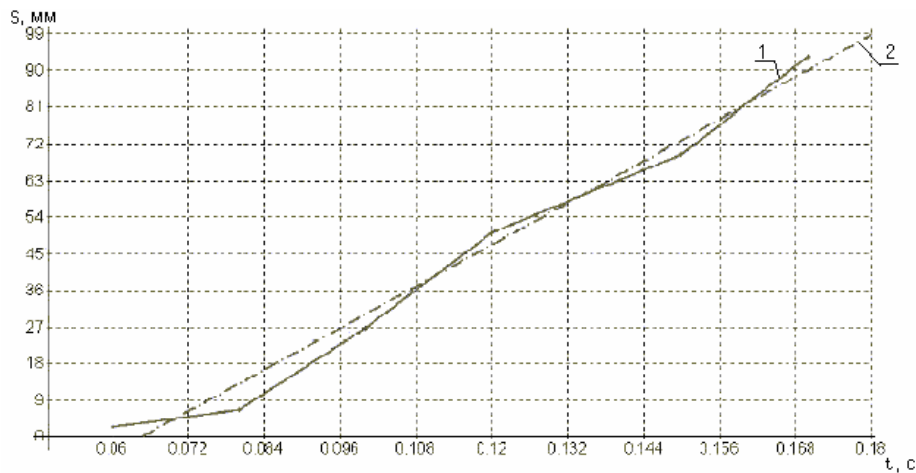


Рисунок 4 – График зависимости $S = f(t)$, при давлении 0,4 МПа

Как видно из графика, экспериментальная кривая не описывается какой-либо четкой функцией и явно не совпадает с линейным законом перемещения. Повторяемость результатов перемещения поршня также неудовлетворительная.

При дальнейших экспериментах замечено, что при увеличении давления до 0,6 МПа, закон перемещения поршня S от времени t все более приближался к линейному, с небольшим участком разгона поршня. Повторяемость результатов перемещения поршня оказалась так же неудовлетворительной, хотя и несколько лучше, чем при низком давлении.

Анализ графиков показывает, что, во-первых, скорость перемещения поршня достаточно высока, и достигает значений порядка 1...1,2 м/с, что можно классифицировать как высокоскоростное перемещение. Во-вторых, движение поршня во всем временном интервале происходит с разгоном, нелинейно, при некоторой стабилизации скорости по мере увеличения хода. Это свидетельствует о том, что перемещение поршней этих цилиндров происходит при неустановившемся режиме наполнения и опорожнения полостей. Повторяемость результатов перемещений, при данной схеме и условиях, также оказалась неудовлетворительной.

Из данной серии экспериментов следует, что перемещение высокоскоростных цилиндров всегда будет происходить при неустановившихся режимах наполнения и опорожнения полостей цилиндров и это необходимо принять как факт. Но это не говорит о том, что невозможно добиться высокой повторяемости результатов перемещений в скоростных цилиндрах и добиваться этого следует, очевидно, совершенствуя аппаратную часть схемы управления, которая, собственно и определяет стабильность начальных условий, о которых было упомянуто выше.

В дальнейших экспериментах планируется отказаться от редукционного клапана и питать цилиндр непосредственно от ресивера компрессора при достижении в нем максимального давления, то есть в тот момент, когда тот начинал работать на стравливание лишнего воздуха через свой перепускной клапан. Отказ от редукционного клапана объясняется тем, что клапан, являясь, по сути, стабилизатором давления непосредственно за этим аппаратом, то есть в напорной магистрали цилиндра, начинает регулировать давление и расход именно в тот момент, когда происходит движение поршня цилиндра. Стабилизация давления происходит за счет изменения сечения дросселирующих щелей клапана, перераспределения в этой зоне расходов и давлений и все это происходит за время, сравнимое с временем перемещения поршня цилиндра. Такая инерционность не может не сказаться на точности перемещений.

Библиографический список

1. Дурхен А. Электропневматический позиционер / А. Дурхен. — Ганновер: Бескер, 2005 — 127 с.
2. О. Каято. Электропневматические устройства // Каталог фирмы "YOKOGAWA" / О. Каято. — Япония, 2006. — 455 с.
3. Федотов А. Электропневматические позиционеры серии ЭПП, ЭПП-Хх // Каталог фирмы «ОАО Саранский приборостроительный завод». — Саранск, 2005. — 143 с.
4. Карпов М.П. Выбор начальных условий в имитационной математической модели динамики линейного пневмопривода / М.П. Карпов, И.А. Иванов / Оптимизация производственных процессов: сб. науч. тр. — Севастополь, 2005. — Вып. 8. — С. 6–14.

Поступила в редакцию 4.04.2008 г.