



УДК 681.5

СИСТЕМА СЛЕЖЕНИЯ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ГИДРОПРИВОДА С КОМПЕНСАТОРОМ ДАВЛЕНИЯ

С.В. Арановский^a, А.А. Лосенков^a, К. Васкез^b^a Университет ИТМО, Санкт-Петербург, 197101, Российская Федерация^b Университет Умео, г. Умео, 90187, Швеция

Адрес для переписки: s.aranovskiy@gmail.com

Информация о статье

Поступила в редакцию 14.04.15, принята к печати 16.05.15

doi:10.17586/2226-1494-2015-15-4-615-622

Язык статьи – русский

Ссылка для цитирования: Арановский С.В., Лосенков А.А., Васкез К. Система слежения для промышленного гидропривода с компенсатором давления // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2015. Т. 15. № 4. С. 615–622.

Аннотация

Предмет статьи. Рассмотрена задача управления в режиме слежения за заданной траекторией для широко распространенного в тяжелых гидрофицированных машинах мобильного гидропривода с компенсатором давления. **Метод.** Задача управления решена методами релейного (скользящего) управления с компенсацией статической нелинейности и введением прямой связи по скорости задающего воздействия. **Основные результаты.** Предложена математическая модель гидропривода с учетом наличия компенсатора давления. Сформулирована классическая модель гидропривода с золотниковым гидрораспределителем, затем описаны назначение и принципы функционирования компенсатора давления в системах гидропривода, сформулирована расширенная математическая модель, отражающая влияние компенсатора давления на динамику системы. Показано, что предложенная модель имеет статическую входную нелинейность, и предложен метод ее компенсации, позволяющий ввести прямую связь по скорости задающего воздействия. Закон управления выбран в классе релейных (скользящих), для снижения возможных высокочастотных осцилляций (чаттеринга) использованы два подхода: оценка эквивалентного управления через фильтрацию релейного сигнала и интегрирование релейного сигнала. Экспериментальные исследования выполнены на макете краноманипулятора, применяющегося в лесозаготовительной промышленности. Результаты экспериментов показывают применимость предложенного закона управления и высокую точность слежения на типовых траекториях. **Практическая значимость.** Полученные результаты могут найти применение в задачах автоматизации тяжелых гидрофицированных машин в таких областях, как строительство, дорожное хозяйство, лесозаготовки.

Ключевые слова

гидравлический привод, компенсатор давления, нелинейная модель, компенсация статической нелинейности.

Благодарности

Авторы благодарят департамент прикладной физики и электроники Университета Умео, г. Умео, Швеция, за предоставленное для экспериментов оборудование. Работа выполнена при государственной финансовой поддержке ведущих университетов Российской Федерации (субсидия 074-U01).

TRACKING CONTROL FOR A HYDRAULIC DRIVE WITH A PRESSURE COMPENSATOR

S.V. Aranovskiy^a, A.A. Losenkov^a, C. Vazquez^b^a ITMO University, Saint Petersburg, 197101, Russian Federation^b Umeå University, Umeå, 901 87, Sweden

Corresponding author: s.aranovskiy@gmail.com

Article info

Received 14.05.15, accepted 16.05.15

doi:10.17586/2226-1494-2015-15-4-615-622

Article in Russian

For citation: Aranovskiy S.V., Losenkov A.A., Vazquez C. Tracking control for a hydraulic drive with a pressure compensator. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2015, vol.15, no. 4, pp. 615–622.

Abstract

Subject of Research. A problem of tracking control is considered for a hydraulic drive with a pressure compensator that is widespread in the equipment of heavy-duty machines. **Method.** The control problem is solved by means of a switching sliding-mode controller coupled with static nonlinear compensation and desired velocity feedforward. **Main Results.** Mathematical model of a hydraulic drive is given in view of the pressure compensator presence. Traditional model of a hydraulic drive is formulated for a system with a spool valve; purpose and principles of operation of the pressure

compensator in hydraulic systems are described, and the extended model is presented illustrating compensator contribution to overall system dynamics. It is shown that the obtained model has an input static nonlinearity; the nonlinearity cancellation method is proposed giving the possibility for injection of a desired velocity feedforward term. The control law is chosen as a switching one and two chattering attenuation methods are studied: equivalent control estimation via filtering and sign function integration. Experimental studies are performed at a forestry hydraulic crane prototype and illustrate high tracking accuracy achieved for typical crane motions. **Practical Significance.** The results are suitable for heavy-duty hydraulic machines automation in construction, road building and forestry.

Keywords

hydraulic drive, pressure compensator, nonlinear model, static nonlinearity compensation.

Acknowledgements

The authors express their gratitude for Applied Physics and Electronics Department of Umeå University, Umeå, Sweden for putting at their disposal equipment to carry out experiments. This work was financially supported by Government of Russian Federation, Grant 074-U01.

Введение

Гидравлические машины, системы гидропривода и устройства на их основе широко применяются во многих отраслях промышленности: в строительстве, дорожном хозяйстве, лесозаготовках активно используются тяжелые машины, снабженные манипуляторами, управляемыми мобильными гидроприводами. Важным достоинством гидропривода является его высокая удельная мощность: масса гидропривода в несколько раз меньше массы электропривода той же мощности. Помимо этого, в гидрофицированных машинах возможно использование одной и той же рабочей жидкости как в гидроприводе, так и в трансмиссии машины.

В настоящей работе рассматривается гидравлический привод робототехнического крана-манипулятора [1], применяемый в тяжелых гидрофицированных машинах лесозаготовительной промышленности для сбора и транспортировки бревен. В отличие от малогабаритных гидроприводов, применяемых, например, в авиации, для мобильных гидроприводов тяжелых машин характерны большие величины максимального выдвигания штока цилиндра и, как следствие, существенные вариации как объемов камер гидроцилиндра, так и давлений в них. Это, в свою очередь, приводит к нелинейности математических моделей протекающих в гидроприводе процессов. С другой стороны, в отличие от систем гидропривода, использующихся на производстве (гидравлические прессы и т.п.), гидроприводы тяжелых машин функционируют в условиях суровой внешней среды (перепады температур, осадки, грязь), что делает установку на них большого числа сенсоров крайне трудоемкой задачей. Фактически только в последние годы производители гидроцилиндров стали проектировать изделия со встроенными датчиками положений. По указанным причинам большинство тяжелых промышленных гидрофицированных машин в настоящее время являются неавтоматизированными. Автоматизация позволила бы увеличить эффективность работы машины, снизить затраты времени, топлива и нагрузку на оператора, причем решение задачи управления положением гидравлического привода является неотъемлемой частью автоматизации.

Модель гидравлической системы состоит из модели гидравлического цилиндра с учетом сжимаемости рабочей жидкости, а также модели гидрораспределителя, описывающей связь гидролиний системы, направления и расходы потоков жидкостей. Для сокращения возможных протечек в промышленности часто используются гидрораспределители с закрытым центром [2], в которых золотник, находясь в нейтральном положении, с запасом перекрывает рабочее окно. Однако из-за этого конструктивного решения появляются мертвые зоны, и, как следствие, модель гидрораспределителя становится нелинейной. Более того, промышленные гидросистемы также снабжаются различными вспомогательными устройствами: защитными клапанами, контурами регулирования давлений, контурами чувствительности к нагрузке и т.д. Некоторые из этих устройств выполняют второстепенные и защитные функции, но некоторые, такие как компенсаторы давления, существенно влияют на поведение системы.

Существует несколько разновидностей моделей гидравлического привода. Модели гидравлического привода, состоящие из нелинейной модели динамики давлений в гидроцилиндре и линейной модели гидрораспределителя, рассматриваются в [3], где на основе измерений давления и положения штока гидроцилиндра синтезирован интегральный скользящий наблюдатель возмущения; в [4], где производится оценка скорости на основе измерений давления с использованием метода обратного мэппинга уравнений потока жидкости; в [5], где оценка скорости производится на основе измерений давления с использованием адаптивного наблюдателя; в [6], где предложена нелинейная система управления силой в условиях, когда, помимо давлений и положения штока гидроцилиндра, также измеряется его скорость. В [7] получен скользящий регулятор в предположении, что измеряются и скорость и ускорение. Также в [8] представлено сравнение нескольких методов управления гидравлическим приводом.

В то же время нелинейные модели гидрораспределителя, в основном, представлены в работах, посвященных моделированию гидросистем, к примеру [9–12]. В [13] представлена сложная нелинейная модель тяжелой гидрофицированной машины с электрогидравлическим краном-манипулятором, однако управление с прямыми связями в этой работе используется только для проверки модели.

Таким образом, большинство статей по управлению гидравлическим приводом оперируют линейными моделями гидрораспределителя, не учитывающими нелинейности и дополнительные элементы, присущие промышленным гидросистемам, что делает актуальным построение системы управления с учетом указанных особенностей.

Новизна представленной работы состоит в следующем: получена модель гидравлического привода, включающая гидрораспределитель с закрытым центром и компенсатор давления; введена компенсация статической нелинейности, позволяющая ввести в закон управления прямую связь по заданной скорости.

Математическая модель

Типовая схема гидравлического привода, состоящего из гидроцилиндра и золотникового гидрораспределителя, представлена на рис. 1.

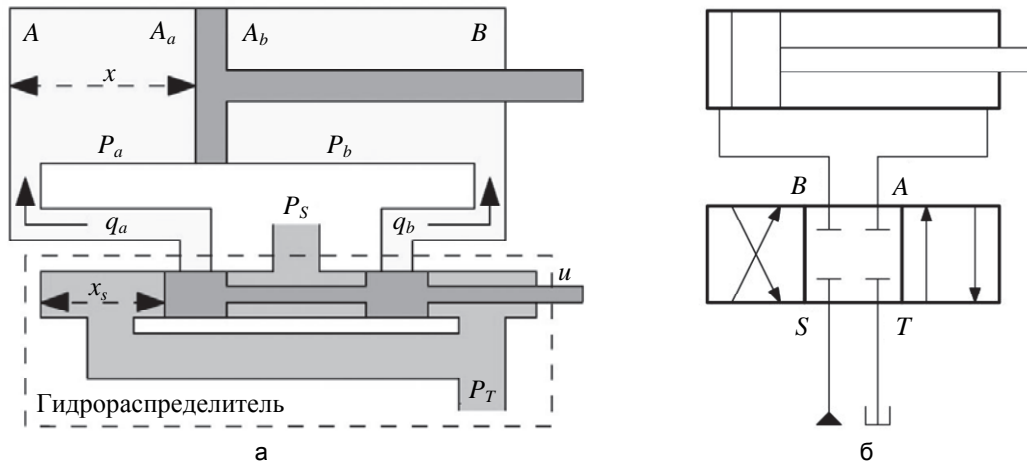


Рис. 1. Схема гидравлического цилиндра с золотниковым распределителем (а) и соответствующее символическое обозначение (б)

Гидроцилиндр состоит из двух камер A и B . Давления в камерах обозначены как P_a и P_b , а площади гидроцилиндра со стороны соответствующих камер – как A_a , A_b . Положение штока гидроцилиндра обозначено как $0 \leq x \leq x_{max}$; q_a , q_b – потоки рабочей жидкости между гидрораспределителем и соответствующими камерами: положительные значения потока жидкости соответствуют втекающему в гидроцилиндр потоку, а отрицательные – вытекающему. Гидрораспределитель имеет четыре гидролинии: A , B , S и T . К гидролинии S подведен гидравлический насос, создающий давление P_S , гидролиния T подключена к резервуару, которому соответствует давление P_T . Гидролинии A и B гидрораспределителя соединены с соответствующими камерами гидроцилиндра. Управление золотником в гидрораспределителе производится при помощи электромагнита изменением входного сигнала управления (тока) u . В зависимости от величины смещения золотника x_s относительно нейтрального положения возможны следующие конфигурации гидролиний: $A-S$ и $B-T$ при $x_s > 0$, $A-T$ и $B-S$ при $x_s < 0$, если же золотник находится в нейтральном положении $x_s = 0$, то гидролинии закрыты и разделены.

Для представленного на рис. 1 гидроцилиндра справедливы следующие уравнения динамики давлений [2, 14]:

$$\dot{P}_a = \frac{\beta}{V_{a0} + xA_a}(q_a - \dot{x}A_a),$$

$$\dot{P}_b = \frac{\beta}{V_{b0} - xA_b}(q_b + \dot{x}A_b),$$

где $V_{a0} > 0$ и $V_{b0} > A_b \cdot x_{max}$ – объемы камер A и B соответственно при нулевом смещении поршня $x = 0$, β – модуль объемного сжатия рабочей жидкости.

Площадь рабочего окна зависит от смещения золотника. Пренебрегая быстрой собственной динамикой золотника, положим, что смещение золотника x_s пропорционально нормализованному управляющему сигналу $u \in [-1; 1]$. Тогда, основываясь на уравнениях турбулентных потоков жидкости из [14, 15], получим:

$$q_a = \begin{cases} c_a S(u) \sqrt{|P_s - P_a|} \operatorname{sign}(P_s - P_a) & \text{при } u \geq 0, \\ c_a S(u) \sqrt{|P_a - P_T|} \operatorname{sign}(P_a - P_T) & \text{при } u < 0, \end{cases} \quad (1)$$

$$q_b = \begin{cases} -c_b S(u) \sqrt{|P_b - P_T|} \operatorname{sign}(P_b - P_T) & \text{при } u \geq 0, \\ -c_b S(u) \sqrt{|P_s - P_b|} \operatorname{sign}(P_s - P_b) & \text{при } u < 0, \end{cases} \quad (2)$$

где $c_a > 0$ и $c_b > 0$ – постоянные коэффициенты, зависящие от свойств рабочей жидкости, геометрии золотника и иных физических параметров; $S(u) \in [-1; 1]$ – нормализованная статическая нелинейная функция, описывающая открытие рабочего окна, такая, что $S(u) \geq 0$ при $u > 0$, $S(u) \leq 0$ при $u < 0$ и $S(u) = 0$ при $u = 0$. Значение $|S(u)|$ соответствует нормализованной площади открытия рабочего окна, а знак $\operatorname{sign}(S(u))$ – различным позициям гидрораспределителя, определяющим соединение гидролиний: если $\operatorname{sign}(S(u)) = 1$, то соединены гидролинии $A-S$ и $B-T$, а если $\operatorname{sign}(S(u)) = -1$, то $A-T$ и $B-S$. Функция $S(u)$ включает в себя нелинейности типа «мертвая зона» и «насыщение», более подробно см. [11, 12, 16].

Компенсатор давления – это вспомогательное устройство, входящее в состав гидрораспределителя. Как правило, вместе с компенсатором давления в систему входит контур чувствительности к нагрузке (LS – load sensing) [17]. В промышленности такая конфигурация обычно применяется в тех машинах, в которых несколько гидравлических приводов приводятся в действие одним и тем же гидронасосом и требуется поддержание постоянного потока к какому-либо гидроцилиндру вне зависимости от поведения других гидроцилиндров. Гидросхемы золотникового гидрораспределителя с компенсатором давления и без него представлены на рис. 2.

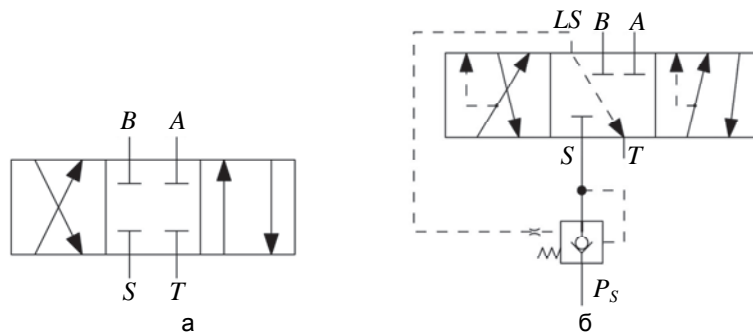


Рис. 2. Гидравлическая схема золотникового гидрораспределителя: без компенсатора давления (а); с компенсатором давления (б)

Гидролиния LS передает сигнал с нагруженного порта (того порта, который подключен к гидролинии насоса S) на компенсатор давления, который обеспечивает постоянное значение ΔP_{PC} разницы давлений между входом и выходом гидрораспределителя.

С учетом компенсатора давления управления потоков жидкости (1) и (2) принимают следующий вид:

$$q_a = \begin{cases} c_a S(u) \sqrt{\Delta P_{PC}} & \text{при } u \geq 0, \\ c_a S(u) \sqrt{|P_a - P_T|} \operatorname{sign}(P_a - P_T) & \text{при } u < 0, \end{cases}$$

$$q_b = \begin{cases} -c_b S(u) \sqrt{|P_b - P_T|} \operatorname{sign}(P_b - P_T) & \text{при } u \geq 0, \\ -c_b S(u) \sqrt{\Delta P_{PC}} & \text{при } u < 0. \end{cases}$$

Гидравлическая сила, порождаемая гидроцилиндром, описывается выражением

$$F_h = P_a A_a - P_b A_b,$$

а уравнение движения штока гидроцилиндра имеет вид

$$m \ddot{x} = F_h - F_{ex},$$

где m – совокупная масса штока и приложенной нагрузки; F_{ex} – совокупная внешняя сила, включающая в себя силы трения, гравитации и нагрузки. Гидроцилиндр установлен на звено гидравлического крана-манипулятора, и линейное движение штока гидроцилиндра x трансформируется в угловое перемещение θ (рис. 3) следующим образом:

$$x = f_x(\theta), \quad \theta = f_\theta(x), \quad \dot{x} = \frac{df_x(\theta)}{d\theta} \dot{\theta}.$$

Построение системы управления и результаты эксперимента

Гидрораспределитель характеризуется статической нелинейностью $S(u)$. Для того чтобы компенсировать эту нелинейность, введем ее статическую инверсию, т.е. такую функцию $\psi(v)$, что $S(\psi(v)) = v$. Известно [18], что для систем гидропривода с компенсатором давления при постоянных внешних воздействиях установившаяся скорость движения пропорциональна нормализованной площади открытия рабочего окна. Модифицируем предложенную инверсию нелинейности следующим образом:

$$S(\psi(v)) = \begin{cases} k^+ v & \text{при } v > 0, \\ 0 & \text{при } v = 0, \\ k^- v & \text{при } v < 0, \end{cases} \quad (3)$$

где k^+ и k^- – обратные коэффициенты пропорциональности для соответствующих направлений движения. Такая модификация нелинейности далее позволит ввести в закон управления прямую связь по скорости.

Цель управления – обеспечение слежения угла θ за задающим сигналом θ^* , используя только лишь измерения угла θ . Для достижения цели управления используется преобразование заданной угловой координаты θ^* в линейную x^* :

$$x^* = f_x(\theta^*), \quad \dot{x}^* = \frac{df_x(\theta^*)}{d\theta^*} \dot{\theta}^*,$$

и преобразование измеренного положения штока гидроцилиндра x в угол $\theta = f_\theta(x)$. Таким образом, рассматриваются два сигнала ошибки:

$$e_x = x^* - x, \quad e_\theta = \theta^* - \theta.$$

Ошибка e_x используется в обратной связи при управлении, а ошибка e_θ – для оценки качества работы регулятора. Закон управления имеет следующий вид:

$$u = \begin{cases} 0,95 \text{sign}(e_x) & \text{если } |e_x| > 0,2, \\ 0 & \text{если } |e_x| < 0,004 \text{ и } \dot{x}^* = 0, \\ \psi(v + \dot{x}^*) & \text{иначе.} \end{cases} \quad (4)$$

Первое условие в законе управления (4) обеспечивает глобальную устойчивость; третье условие обеспечивает плавную доводку в области небольших отклонений x от x^* ; второе условие введено с целью стабилизации объекта в точке x^* и устранения малоамплитудных незатухающих колебаний, связанных с квантованием измерительных устройств. Входящий в третье условие новый управляющий сигнал v формируется следующим образом:

$$v = k_p e_x + k_s \text{sign}(e_x).$$

Предложенный закон управления является релейно-пропорциональным. Известно, что прямое применение такого закона управления может привести к нежелательным осцилляциям сигнала управления, которые негативно сказываются на качестве работы системы. Для борьбы с этим негативным явлением воспользуемся методиками, описанными в [19, 20]:

– фильтрацией релейного члена (ФРЧ)

$$v(t) = k_p e_x(t) + k_f F[\text{sgn}(e_x(t))], \quad (5)$$

где сигнал $F[y]$ представляет собой сигнал y , пропущенный через устойчивый линейный фильтр

$$F(s) = \frac{1}{\tau s + 1},$$

– интегрированием функции (ИФ) $\text{sign}(\cdot)$

$$v(t) = k_p e_x(t) + k_{si} \int_0^t \text{sign}(e_x(t)) dt. \quad (6)$$

Также для сравнения рассмотрим пропорционально-интегральный (ПИ) регулятор

$$v(t) = k_p e_x(t) + k_i \int_0^t e_x(t) dt. \quad (7)$$

Экспериментальные исследования проводились на звене лабораторного прототипа крана, применяемого в лесозаготовительной промышленности (рис. 3). Регуляторы были реализованы посредством

аппаратного обеспечения dSpace с шагом дискретности 1 мс и использованием прямого метода интегрирования Эйлера. Угловая координата исследуемого звена θ измеряется при помощи энкодера с 4000 импульсами на оборот. Угол θ механически ограничен, $\theta \in [-150^\circ; -20^\circ]$. Нормализованная функция $S(u)$ и коэффициенты k^+ , k^- , идентифицируются при помощи ряда экспериментов [12].

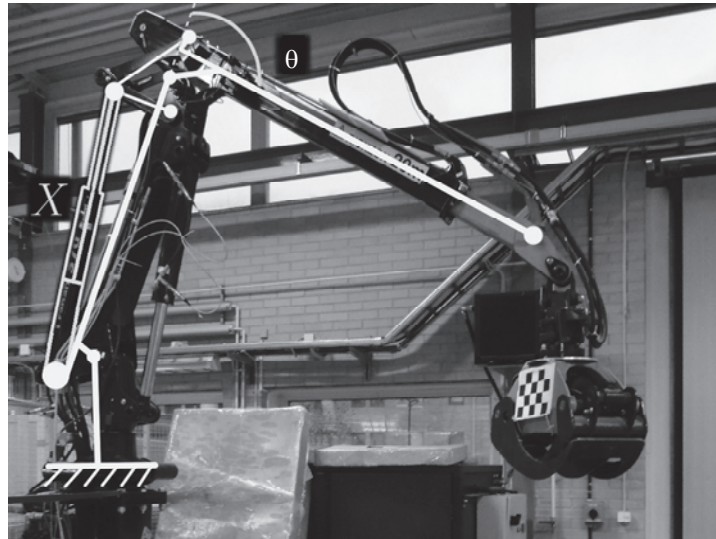


Рис. 3. Управляемое звено исследуемого крана-манипулятора

В ходе экспериментальных исследований каждый из регуляторов (5)–(7) тестировался следующими задающими сигналами:

1. \mathcal{R}_1 – слежение за S-кривой (с трапецеидальным профилем скорости);
2. \mathcal{R}_2 – слежение за синусоидальным сигналом с амплитудой 40° и частотой 0,1 Гц.

Результаты экспериментальных исследований представлены на рис. 4.

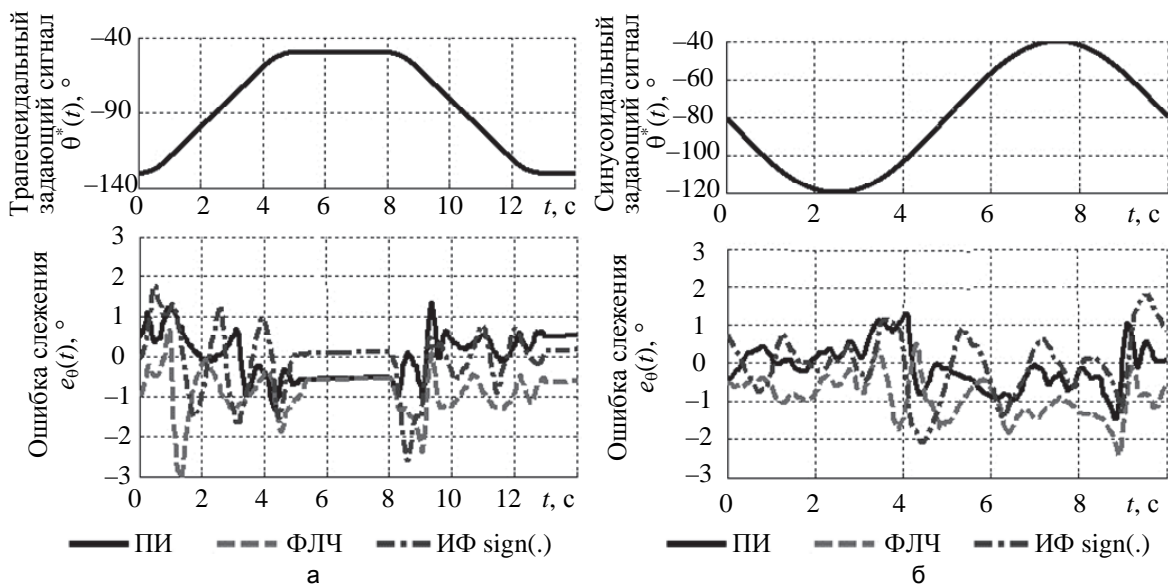


Рис. 4. Результаты эксперимента на лабораторном прототипе гидравлического крана: слежение за S-образной кривой (а); слежение за синусоидальным сигналом (б)

Как видно из рис. 4, все регуляторы показали схожие результаты: ошибка слежения e_0 не превышает двух градусов, что является очень хорошим точностным показателем для такого класса систем, а среднее значение ошибки находится в районе нуля. Подобные результаты получены благодаря использованию обращения нелинейной функции (3) и введению прямой связи по скорости. В экспериментальных исследованиях с законами управления без подобной компенсации нелинейности наблюдались высокое перерегулирование и недопустимые ошибки слежения. В экспериментах с компенсацией, но без прямой связи по скорости наблюдалось ухудшение качества слежения, а среднее значение ошибки было ненулевым.

Заключение

Рассмотрена промышленная гидравлическая система на примере робототехнического крана-манипулятора, применяемого в лесозаготовительной промышленности. Предложена математическая модель системы, которая отличается от большинства известных моделей учетом нелинейной зависимости площади открытия рабочего окна гидрораспределителя от величины смещения его золотника, а также наличием компенсатора давления в гидравлической системе. Предложена модель системы, включающая в себя компенсатор давления и релейный закон управления, основанный на компенсации статической нелинейности и введении прямой связи по скорости. Проведены экспериментальные исследования на лабораторном прототипе робототехнического крана-манипулятора, применяемого в лесозаготовительной промышленности. Результаты экспериментов показывают, что использование компенсации статической нелинейной характеристики гидрораспределителя и введение прямой связи по скорости позволяют обеспечить хорошее качество слежения.

Литература

1. Morales D.O., Westerberg S., La Hera P.X., Mettin U., Freidovich L., Shiriaev A.S. Increasing the level of automation in the forestry logging process with crane trajectory planning and control // *Journal of Field Robotics*. 2014. V. 31. N 3. P. 343–363. doi: 10.1002/rob.21496
2. Merritt H.E. *Hydraulic Control Systems*. John Wiley & Sons, 1967. 360 p.
3. Komsta J., van Oijen N., Antoszkiewicz P. Integral sliding mode compensator for load pressure control of die-cushion cylinder drive // *Control Engineering Practice*. 2013. V. 21. N 5. P. 708–718. doi: 10.1016/j.conengprac.2011.12.006
4. DeBoer C.C., Yao B. Velocity control of hydraulic cylinders with only pressure feedback // *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. NY, USA, 2001. V. 2. P. 1469–1477.
5. Garimella P., Yao B. Nonlinear adaptive robust observer for velocity estimation of hydraulic cylinders using pressure measurement only // *Proc. International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE'02*. New Orleans, USA, 2002. P. 907–916. doi: 10.1115/IMECE2002-32077
6. Sohl G.A., Bobrow J.E. Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 1999. V. 7. N 2. P. 238–247. doi: 10.1109/87.748150
7. Guan C., Pan S. Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters // *Control Engineering Practice*. 2008. V. 16. N 11. P. 1275–1284. doi: 10.1016/j.conengprac.2008.02.002
8. Bonchis A., Corke P.I., Rye D.C. Experimental evaluation of position control methods for hydraulic systems // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2002. V. 10. N 6. P. 876–882. doi: 10.1109/TCST.2002.804128
9. Ferreira J.A., Almeida F.G., Quintas M.R., Estima De Oliveira J.P. Hybrid models for hardware-in-the-loop simulation of hydraulic systems Part 1: theory // *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2004. V. 218. N 6. P. 465–473. doi: 10.1243/0959651052010124
10. Pohl J., Sethson M., Krus P., Palmberg J.-O. Modelling and validation of a fast switching valve intended for combustion engine valve trains // *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers. Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. 2002. V. 216. N 2. P. 105–116. doi: 10.1243/0959651021541462
11. Арановский С.В., Фрейдovich Л.Б., Никифорова Л.В., Лосенков А.А. Моделирование и идентификация динамики золотникового гидрораспределителя Часть I. Моделирование // *Изв. вузов. Приборостроение*. 2013. Т. 56. № 4. С. 52–56.
12. Арановский С.В., Фрейдovich Л.Б., Никифорова Л.В., Лосенков А.А. Моделирование и идентификация динамики золотникового гидрораспределителя Часть II. Идентификация // *Изв. вузов. Приборостроение*. 2013. Т. 56. № 4. С. 57–60.
13. Papadopoulos E., Mu B., Frenette R. On modeling, identification, and control of a heavy-duty electrohydraulic harvester manipulator // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2003. V. 8. N 2. P. 178–187. doi: 10.1109/TMECH.2003.812820
14. Боровин Г.К., Костюк А.В., Сит Дж., Ястребов В.В. Моделирование гидравлической системы экзоскелетона // *Математическое моделирование*. 2006. Т. 18. № 10. С. 39–54.
15. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для вузов*. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 424 с.
16. Лосенков А.А., Арановский С.В. Система управления гидроприводом с компенсацией статической нелинейности // *Научно-технический вестник информационных технологий механики и оптики*. 2013. № 5 (87). С. 77–81.
17. Боровин Г.К., Костюк А.В., Платонов А.К. Математическое моделирование гидравлической системы управления шагающей машины // *Математические машины и системы*. 2009. № 4. С. 127–138.

18. Aranovskiy S., Losenkov A., Vasquez C. Position control of an industrial hydraulic system with a pressure compensator // Proc. 22nd Mediterranean Conference on Control and Automation. Palermo, Italy, 2014. P. 1329–1334. doi: 10.1109/MED.2014.6961560
19. Уткин В.И. Скользящие режимы и их применения в системах с переменной структурой. М.: Наука, 1974. 272 с.
20. Shtessel Y., Edwards C., Fridman L., Levant A. Sliding Mode Control and Observation. Birkhäuser, 2014. 356 p.

| | |
|--|--|
| <i>Aрановский Станислав Владимирович</i> | – кандидат технических наук, доцент, Университет ИТМО, Санкт-Петербург, 197101, Российская Федерация, s.aranovskiy@gmail.com |
| <i>Лосенков Андрей Андреевич</i> | – студент, лаборант, Университет ИТМО, Санкт-Петербург, 197101, Российская Федерация, alosenkov@yandex.ru |
| <i>Вазкез Карлос</i> | – PhD, постдок, Университет Умео, г. Умео, 90187, Швеция, electroncvaitc@gmail.com |
| <i>Stanislav V. Aranovskiy</i> | – PhD, Associate professor, ITMO University, Saint Petersburg, 197101, Russian Federation, s.aranovskiy@gmail.com |
| <i>Andrei A. Losenkov</i> | – student, laboratory assistant, ITMO University, Saint Petersburg, 197101, Russian Federation, alosenkov@yandex.ru |
| <i>Carlos Vazquez</i> | – PhD, PostDoc, Umeå University, Umeå, 901 87, Sweden, electroncvaitc@gmail.com |