

С. В. АРАНОВСКИЙ, Л. Б. ФРЕЙДОВИЧ, Л. В. НИКИФОРОВА, А. А. ЛОСЕНКОВ

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИДЕНТИФИКАЦИЯ
ДИНАМИКИ ЗОЛОТНИКОВОГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ
ЧАСТЬ I. МОДЕЛИРОВАНИЕ***

Проанализированы подходы к моделированию гидрораспределителя. Предложена модель динамики золотника в гидрораспределителе, состоящая из двух подсистем — линейной и статически нелинейной.

Ключевые слова: золотник, гидравлическая система, математическая модель, идентификация.

Введение. Гидравлические машины, системы гидропривода и устройства на их основе широко применяются в различных областях промышленности. Объемный гидропривод активно применяется в горных и строительно-дорожных машинах, в сельскохозяйственной и лесозаготовительной технике, в авиа- и автомобилестроении. К преимуществам гидропривода относится высокая развиваемая мощность на единицу массы — масса гидропривода на порядок меньше массы электрической машины той же мощности.

Необходимо отметить, что подавляющее большинство гидроприводов, использующихся в различных машинах, являются не автоматизированными, с ручным управлением. Практически не используются гидросистемы в прецизионной технике, где требуется обеспечение высоких точностей — такие задачи обычно решаются с привлечением электрических машин, теория управления которыми была детально разработана в последние десятилетия. Гидроприводы, традиционно называемые следящими (в частности, гидроусилители руля), сложно назвать автоматизированными, с современной точки зрения, так как в них обратная связь реализуется не в соответствии с законом управления, сформулированным разработчиком, а в силу конструктивного строения — поток жидкости механически перекрывается при достижении системой определенного положения.

Одна из причин малой распространенности систем автоматического управления гидроприводами — существенная нелинейность протекающих в них процессов — обуславливает высокую сложность построения точных моделей, и следовательно, синтеза законов управления. И это же определяет высокий потенциал развития систем управления гидроприводом и актуальность исследований в этой области.

В настоящей работе рассматривается задача моделирования и идентификации одного из ключевых элементов гидропривода — золотникового гидрораспределителя, который играет такую же роль, как и усилительно-преобразовательное устройство в системах электропривода, т.е. преобразует слабый входной (управляющий) сигнал в выходной сигнал высокой мощности. Следовательно, невысокое быстродействие и нелинейность динамики золотника накладывают ограничения на динамику и качество работы всей системы гидропривода.

Работа состоит из двух частей. В первой проводится обзор распространенных подходов к моделированию гидрораспределителя и предлагается модель, состоящая из линейной и ряда статически нелинейных подсистем. Во второй части работы предложена процедура идентификации, не требующая измерения положения штока золотника и использующая только дат-

* Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение 14.В37.21.0778 „Разработка методов построения и настройки систем управления, а также функциональной автоматизации многозвенных гидравлических кранов на подвижных платформах (ГКПП) для лесозаготовительной промышленности“.

чики давления в полостях гидропривода. Показано, что при использовании процедуры численной оптимизации может быть идентифицирована более сложная и более точная модель гидрораспределителя. Приводятся результаты экспериментальных исследований гидропривода крана-манипулятора лесозаготовительных машин [1].

Подходы к моделированию гидрораспределителя. Построение математических моделей динамики золотника и определение их параметров необходимо для прогнозирования быстрого действия гидропривода, оценки возникающих задержек и построения эффективной системы управления. Тем не менее в большинстве работ, посвященных моделированию, идентификации и управлению гидроприводом используются максимально упрощенные модели гидрораспределителя. Так, в работе [2] динамика золотника не учитывается, а положение штока золотника считается пропорциональным входному сигналу (току). Аналогично пренебрегают динамикой золотника и в статье [3], но для описания статической зависимости между входным током и коэффициентом потока введена нелинейная кривая, включающая участки мертвой зоны и насыщения. В работе [4] положение штока также считается пропорциональным входному сигналу, однако отмечено, что для определения параметров более сложных моделей потребовалась бы установка дополнительных датчиков положения штока. Аналогичное требование приведено и в [5], где продемонстрировано повышение точности модели гидропривода при представлении динамики гидрораспределителя линейной системой второго порядка.

Линейная модель первого порядка с априори известными параметрами была использована в статье [6]. В работе [7] для описания динамики золотника рассматривается линейная модель второго порядка с нелинейным трением, однако процедура идентификации параметров этой модели не предлагается. В [8] вводится линейная модель второго порядка с нелинейными ограничениями, накладываемыми на скорость и ускорение штока золотника. Для идентификации параметров такой модели используется численная процедура аппроксимации частотной характеристики гидрораспределителя, указанной производителем. Данная модель позволяет описать основные ограничения на быстрое действие гидрораспределителя, но не мертвую зону золотника и его насыщение. Кроме того, процедура идентификации основывается на паспортных, а не на экспериментальных данных. Получение экспериментальной частотной характеристики потребовало бы использования дополнительных сенсоров.

В статье [9] представлена расширенная модель гидрораспределителя, основанная на описании протекающих в нем физических процессов, включая магнитный гистерезис, переменную индукцию, гидродинамические воздействия на шток со стороны потока жидкости и др. Естественно, что столь детальная модель использует более десяти параметров. Некоторые из них измерялись явно — масса штока, жесткость пружины, сопротивление катушек и др. Некоторые параметры определялись на специальном стенде. Оставшиеся параметры были найдены путем численной оптимизации, в качестве целевой функции выступала невязка результатов моделирования и эксперимента.

Другая модель электрогидравлического распределителя, также основанная на описании физических процессов [10], представляет динамику не только движения штока, но и внутреннего гидравлического контура, применяемого в электрогидравлических распределителях. Однако такие нелинейности, как трение и мертвые зоны, в работе [10] не рассматриваются, кроме того, все параметры модели полагаются известными и вопрос их идентификации не поднимается.

Таким образом, в большинстве работ, посвященных управлению гидроприводом, динамическая модель золотника не рассматривается, она считается идеальной (пропорциональная модель). Реже используются линейные системы или системы, состоящие из линейных подсистем и некоторых нелинейностей. Однако параметры таких моделей полагаются известными (предоставленными производителем) или же требуют для своей идентификации введения дополнительных датчиков положения штока золотника. Построение более сложных моделей, основанных на детальном описании физических процессов, требует большого числа экспериментов

и использования специальных стендов. При этом для идентификации нелинейных составляющих традиционно используются оптимизационные процедуры.

Для определения области применимости идеальной (пропорциональной) модели рассмотрим реакцию гидропривода на ступенчатое входное воздействие. Пусть в начальный момент времени гидрораспределитель закрыт и гидропривод находится в состоянии покоя. Затем на вход системы подается ступенчатое входное воздействие (постоянный ток). Спустя некоторое время начинается движение поршня гидроцилиндра, т.е. наблюдается некоторая задержка, которая для гидропривода лесотехнической машины, рассматриваемого в настоящей работе, составляет в среднем около 100 мс. Традиционно эту задержку связывают со временем, требуемым на преодоление статического трения. Однако анализ переходных процессов давления в полостях гидропривода показывает, что только часть этой задержки может быть описана статическим трением. В среднем около 30 мс составляет интервал между входным воздействием и началом переходных процессов в давлении. Такая задержка, предположительно, связана с динамикой гидрораспределителя и не может быть описана пропорциональной моделью (согласно которой изменения давления должны начаться одновременно с подачей входного сигнала). Учет данного эффекта необходим для построения более точных моделей гидропривода, расчета максимального достижимого быстродействия и планирования оптимальных (по времени) траекторий.

Модель золотника. В настоящей работе предлагается модель золотника, включающая нелинейности типа „мертвая зона“ и „насыщение“. Схема электрогидравлического гидрораспределителя приведена на рис. 1, а [11], а схема гидравлического цилиндра — на рис. 1, б (ЭМ — электромагнит, T — резервуар, P — давление источника (насоса), A , B — соответствующие полости гидроцилиндра). Электрогидравлический гидрораспределитель состоит из пилотного золотника, приводимого в движение электромагнитом, и главного, приводимого в движение внутренним гидравлическим контуром. Математические модели гидравлического и электрогидравлического распределителей, основанные на точном описании физических принципов функционирования, приведены в работах [9] и [10] соответственно. Несмотря на высокую точность, размерность и сложность определения параметров таких моделей существенно ограничивают их применение. Поэтому целью работы являются не точное описание физической модели и идентификация физических параметров, а поиск такой упрощенной модели, которая, с одной стороны, позволила бы в достаточном приближении аппроксимировать экспериментальные данные, а с другой — обладала малым числом подлежащих идентификации параметров.

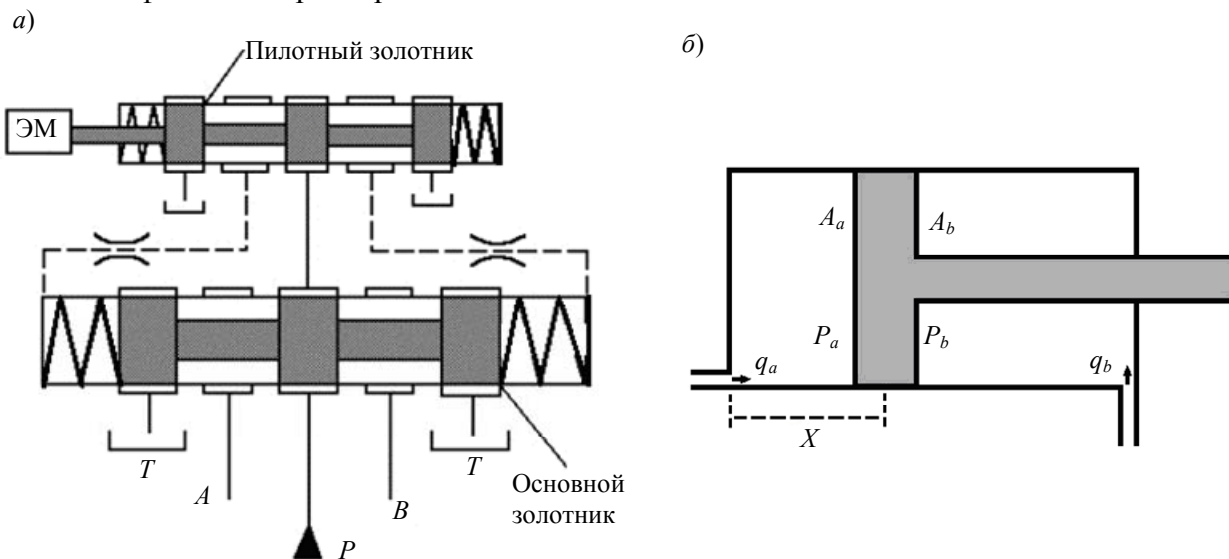


Рис. 1

Для описания динамики гидрораспределителя будем использовать линейную подсистему первого порядка, она позволяет вполне точно аппроксимировать экспериментальные данные. Так как предполагается, что все физические сигналы нормализованы в диапазоне от нуля до единицы, то линейная подсистема имеет коэффициент усиления $k_s = 1$. Дополнительно к линейной подсистеме введем следующие нелинейности: мертвую зону, описывающую смещение штока, при котором золотник остается закрытым, и насыщение, ограничивающее максимально возможное смещение штока. Таким образом, модель примет вид (аргумент времени опущен для краткости):

$$\tau \dot{x}_s = Proj_{x_s}(k_s i - x_s) = \begin{cases} k_s i - x_s & \text{при } x_s^{\min} \leq x_s \leq x_s^{\max}, \\ \max(0, k_s i - x_s) & \text{при } x_s < x_s^{\min}, \\ \min(0, k_s i - x_s) & \text{при } x_s > x_s^{\max}; \end{cases} \quad (1)$$

$$x_{ef} = f_{dz}(x_s) = \begin{cases} x_s - x_s^{\text{right}} & \text{при } x_s > x_s^{\text{right}}, \\ x_s - x_s^{\text{left}} & \text{при } x_s < x_s^{\text{left}}, \\ 0 & \text{при } x_s^{\text{left}} \leq x_s \leq x_s^{\text{right}}, \end{cases} \quad (2)$$

где $x_s(t)$ — смещение штока золотника; $i(t)$ — входной сигнал, ток; $x_{ef}(t)$ — эффективное смещение золотника, приводящее к открытию рабочего окна золотника; $\tau > 0$ — неизвестный параметр линейной подсистемы. Важно отметить, что при подстановке $\tau = 0$ система (1) сводится к пропорциональной модели $x_s(t) = k_s i(t)$. Функция $Proj_{x_s}(k_s i - x_s)$ используется для ограничения возможных положений штока между $x_s^{\min} < 0$ и $x_s^{\max} > 0$, а $f_{dz}(x_s)$ описывает мертвую зону, задаваемую неизвестными параметрами $x_s^{\text{left}} < 0$ и $x_s^{\text{right}} > 0$. Модель системы (1)—(2) включает пять неизвестных параметров: $[\tau \quad x_s^{\max} \quad x_s^{\min} \quad x_s^{\text{left}} \quad x_s^{\text{right}}]$. Схема модели гидрораспределителя приведена на рис. 2.

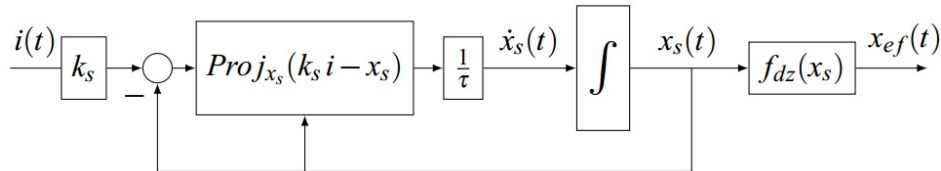


Рис. 2

Для полноты описания приведем упрощенную модель динамики гидроцилиндра [4, 8]. Уравнения потоков жидкости:

$$q_a = kx_{ef} \sqrt{(P_s - P_a)}, \quad q_b = -kx_{ef} \sqrt{(P_b - P_t)}, \quad (3)$$

где q_a, q_b — потоки от гидроусилителя в полостях A и B соответственно; k — некоторый коэффициент, зависящий как от свойств жидкости, так и от геометрии золотника; P_s — давление источника (насоса); P_t — давление в резервуаре; P_a, P_b — давление в полостях A и B соответственно. Уравнения динамики давлений в полостях:

$$\dot{P}_a = \frac{\beta}{V_{a0} + X A_a} (q_a - \dot{X} A_a), \quad \dot{P}_b = \frac{\beta}{V_{b0} - X A_b} (q_b + \dot{X} A_b), \quad (4)$$

где β — модуль объемного сжатия жидкости; X — положение штока гидроцилиндра; A_a, A_b — площадь штока со стороны полостей A и B соответственно; V_{a0}, V_{b0} — объемы полостей A и B при нулевом положении штока. Уравнение динамики штока гидроцилиндра:

$$m \ddot{X} = F_{\text{hydr}} + F_0, \quad F_{\text{hydr}} = P_a A_a - P_b A_b, \quad (5)$$

где m — масса подвижной части (масса самого штока и масса нагрузки); F_{hydr} — гидравлическая сила; F_0 — совокупность прочих сил: сила тяжести, сухое и вязкое трение, действующие на нагрузку внешние силы и др.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *La Hera P. M., Mettin U., Westerberg S., Shiriaev A. S.* Modeling and control of hydraulic rotary actuators used in forestry cranes // IEEE Intern. Conf. on Robotics and Automation. 2009. P. 1315—1320.
2. *Gray J., Krstic M., Chaturvedi N.* Parameter Identification for Electrohydraulic Valvetrain Systems // J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 2011. N 6. P. 064 502.
3. *Papadopoulos E., Mu B., Frenette R.* On modeling, identification, and control of a heavy-duty electrohydraulic harvester manipulator // Mechatronics. IEEE/ASME Transactions. 2003. N 2. P. 178—187.
4. *Sohl G. A., Bobrow J. E.* Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem // Control Systems Technology, IEEE Transact. 1999. N 2. P. 238—247.
5. *Guan C., Pan S.* Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters // Control Engineering Practice. 2008. N 11. P. 1275—1284.
6. *Mintsa H. A., Venugopal R., Kenne J. P., Belleau C.* Feedback Linearization-Based Position Control of an Electrohydraulic Servo System With Supply Pressure Uncertainty // Control Systems Technology, IEEE Transactions. 2012. N 4. P. 1092—1099.
7. *Jelali M., Schwarz H.* Nonlinear identification of hydraulic servo-drive systems // Control Systems. IEEE. 1995. N 5. P. 17—22.
8. *Ferreira J., Almeida F.G., Quintas M.R., de Oliveira J. P. E.* Hybrid models for hardware-in-the-loop simulation of hydraulic systems. Pt 1. Theory // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. Pt I. J. of Systems and Control Engineering. 2004. N 16. P. 465—474.
9. *Pohl J., Sethson M., Krus P., Palmberg J. O.* Modelling and validation of a fast switching valve intended for combustion engine valve trains // Ibid. 2002. N 12. P. 105—116.
10. *Боровин Г. К., Костюк А. В., Сит Д., Ястребов В. В.* Моделирование гидравлической системы экзоскелетона // Математическое моделирование. 2006. № 10. С. 39—54.
11. *Боровин Г. К., Костюк А. В.* Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины. Препринт № 8. М.: Ин-т прикл. матем. им. М. В. Келдыша РАН, 2002.

Сведения об авторах

- Станислав Владимирович Арановский** — канд. техн. наук; Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра систем управления и информатики; старший научный сотрудник; E-mail: s.aranovskiy@gmail.com
- Леонид Борисович Фрейдович** — канд. физ.-мат. наук; Университет Умео, департамент прикладной физики и электроники, Швеция; доцент; E-mail: leonid.freidovich@umu.se
- Лилия Вальтеровна Никифорова** — Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра систем управления и информатики; E-mail: liliya.nikiforova@gmail.com
- Андрей Андреевич Лосенков** — Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, кафедра систем управления и информатики; лаборант; E-mail: alosenkov@yandex.ru

Рекомендована кафедрой
систем управления и информатики

Поступила в редакцию
13.12.12 г.