

–показник простору, що охороняється – 96% від загального;

–показник щільності покриття простору, що охороняється – 1,25.

Перелік пристроїв, які входять до даної протипожежної сигналізації: ППК – Тирас-8П; димові сповіщувачі – СПД 3.0; світлозвукові оповіщувачі – ОСЗ 1.0; модуль релейних ліній – МРЛ-2,1; модуль цифрового автодозвону; ручні сповіщувачі – СПР; акумулятор 12В; комунікатор телефонний – ТК GSM 2; дроти.

Далі можна приступати до розрахунку моделі побудови протипожежної сигналізації з використанням розробленої математичної моделі (1) – (9).

Розроблена модель побудови протипожежної сигналізації представлена на рисунку 3.

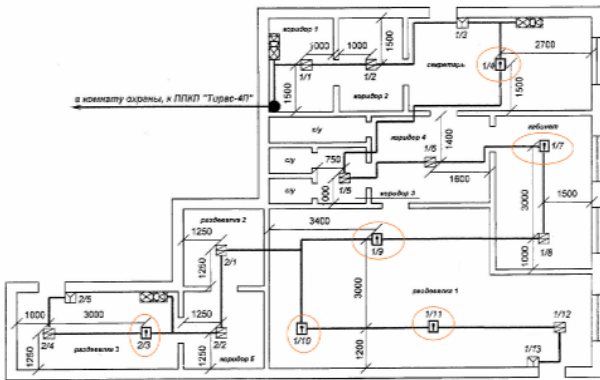


Рис. 3. Розроблена модель побудови протипожежної сигналізації

Ця модель володіє наступними показниками:

–кількість сповіщувачів: димових – 9, теплових – 6, ручних – 3;

–кількість оповіщувачів – 3;

–загальні витрати – 7288,3 грн.;

–показник простору, що охороняється – 96% від загального;

–показник щільності покриття простору, що охороняється – 1,4.

Перелік пристроїв, які входять до розробленої протипожежної сигналізації: ППК – Тирас-4П; димові сповіщувачі – СПД 3.0; теплові оповіщувачі – ТПТ 3; світлозвукові оповіщувачі – ОСЗ 1.0; модуль цифрового автодозвону; ручні сповіщувачі – СПР; комунікатор телефонний – ТК GSM 2; дроти.

На основі оцінки результатів впровадження розробленої моделі, можна зробити висновок, що розроблена модель має кращі показники, ніж базова.

Висновки

Таким чином, у статті була розроблена математична модель визначення сповіщувачів протипожежної сигналізації. Як видно із розрахунків, показник щільності покриття простору, що охороняється покращено на 12%, а загальні витрати на 13,3%. Дана модель є універсальною, а отже, її можуть застосовувати як приватні, так і державні підприємства.

Перспективним напрямком подальшого розвитку цієї моделі є розробка інформаційного забезпечення та її реалізація.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Сінілов В. Г. Системи охоронної, пожежної та охоронно-пожежної сигналізації / В.Г. Сінілов. – «Академія», 2004. – 512 с.

2. Назаров В.І. Охоронні та пожежні системи сигналізації / В.І. Назаров, В.І. Риженко. – «Онiкс», 2007. – 33 с.

3. Собурь С. В. Установки пожежної сигналізації – четверте вид. (Дод. із змінами) / С.В. Собурь. – «Протипожежна книга», 2004. – 312 с.

4. Артьом'єв В.П. Пожежна безпека технологічних процесів Ч.2 Пожежна безпека обладнання та процесів вибухонебезпечних виробництв / В.П. Артьом'єв. – Інститут перепідготовки та підвищення кваліфікації МНС Республіки Білорусь, 2008. – 169 с.

5. Мишкіс О.Д. Елементи теорії математичних моделей / О.Д. Мишкіс. – «КомКнига», 2007. – 192 с.

УДК 681.5.015

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

К.т.н. А.Г. Гурко, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Построена динамическая модель гидропривода, состоящего из золотникового гидрораспределителя с электромагнитным управлением и одноштокового гидроцилиндра. Адекватность модели подтверждена результатами компьютерного моделирования.

Побудована динамічна модель гідроприводу, що складається з золотникового гідророзподільника з електромагнітним керуванням і одноштокового гідроциліндра. Адекватність моделі підтверджена результатами комп'ютерного моделювання.

A dynamic model of a hydraulic drive system, which consist of solenoid actuated spool valve and cylinder with a single piston has been built. The adequacy of the model has been confirmed with simulation results.

Ключевые слова: золотниковый распределитель, гидроцилиндр, моделирование, Simulink

Введение

Для приведения в движение различных машин и механизмов широко используется объемный гидравлический привод, для которого характерны высокая удельная мощность, относительная простота реализации и управления, простота обеспечения поступательного движения и прочие достоинства [1-2]. В то же время, подавляющее большинство гидроприводов, использующихся, в частности, в строительных и дорожных машинах, управляются вручную и не автоматизированы. Это, в первую очередь, связано с крайне нелинейной динамикой гидравлического привода, что затрудняет исследование протекающих в машинах процессов и управление этими процессами. Поскольку построение математических моделей гидравлического

привода необходимо для построения эффективной системы управления, то исследования, направленные на моделирование гидравлического привода, являются актуальными.

Обзор литературы

В литературе [1–12] предложено несколько моделей динамики объемного гидравлического привода. Значительное число работ, например, [1–2], ориентировано на разработчиков гидропривода и приведенные там модели неприменимы при разработке систем управления, т.к. в них фигурируют параметры, недоступные в технической документации разработчиков или сложно измеримы.

Некоторые из предлагаемых моделей [3–5] сильно упрощены и представлены в виде линейных соотношений, что может негативно сказаться при реализации систем управления.

В работах [6–8] предложены подробные модели гидравлического привода, основанные на описании протекающих в нем физических процессов, включая магнитный гистерезис, переменную индукцию, гидродинамические воздействия на шток со стороны потока жидкости и др. Однако, несмотря на высокую точность, размерность параметров таких моделей существенно ограничивают их применение. В [9,10] построена модель золотникового распределителя, а также предложена процедура идентификации требуемых параметров. Однако в этих работах не рассматривалось поведение гидроцилиндра.

Постановка задачи

С учетом указанного выше, целью настоящей работы является построение относительно простой, но в то же время адекватной модели объемного гидропривода, пригодной при разработке системы управления движением машин с гидроприводом.

Будем ориентироваться на упрощенную схему объемного гидропривода (рис. 1), включающую насос P, развивающий давление p_v , гидрораспределитель SV золотникового типа с электромагнитным управлением, гидроцилиндр HC с бесштоковой A и штоковой B полостями, и гидробак T.

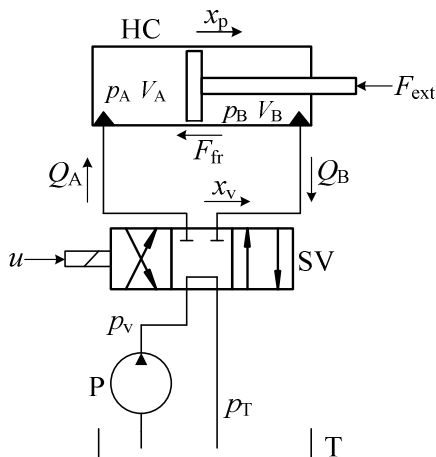


Рис. 1. Упрощенная схема объемного гидропривода

Математическая модель гидропривода

Объемный расход Q жидкости через дроссель зависит от смещения x_v золотника и от разности давлений Δp жидкости на входе и выходе распределителя:

$$Q = \mu x_v \sqrt{p}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода, зависящий от площади проходного сечения дросселя и плотности жидкости [1].

Значение μ может быть определено по указанным производителем в паспортах номинальным значениям расхода Q_N и перепада давления Δp_N [11, 12]:

$$\mu = \frac{Q_N}{x_{v,max} \sqrt{0,5 \Delta p_N}}, \quad (2)$$

где $x_{v,max}$ – максимально возможное смещение золотника.

На основе формулы (1) и, принимая во внимание направление перепада давления, получим значения расходов Q_A и Q_B гидрораспределителя:

$$Q_A = \mu (\text{sg}(x_v) \text{sgn}(p_v - p_A) \sqrt{|p_v - p_A|} - \text{sg}(-x_v) \text{sgn}(p_A - p_T) \sqrt{|p_A - p_T|}), \quad (3)$$

$$Q_B = \mu (\text{sg}(x_v) \text{sgn}(p_B - p_T) \sqrt{|p_B - p_T|} - \text{sg}(-x_v) \text{sgn}(p_v - p_B) \sqrt{|p_v - p_B|}), \quad (4)$$

где p_v – давление на входе золотникового распределителя, p_A ; p_T – давление на выходе золотникового распределителя, p_A ; а также приняты следующие обозначения:

$$\text{sgn}(x) = \begin{cases} 1, & \text{при } x > 0, \\ 0, & \text{при } x = 0, \\ -1, & \text{при } x < 0; \end{cases}$$

$$\text{sg}(x) = \begin{cases} x, & \text{при } x > 0, \\ 0, & \text{при } x \leq 0. \end{cases}$$

Динамику золотника можно описать линейным дифференциальным уравнением второго порядка:

$$\ddot{x}_v + 2\zeta \omega_n \dot{x}_v + \omega_n^2 x_v = \omega_n^2 u, \quad (5)$$

где u – управляющее воздействие от электромагнита; ω_n – собственная частота, $\omega_n = 300 \div 500 \text{ с}^{-1}$; ζ – коэффициент демпфирования, $\zeta = 0,7 \div 1$ [12], а точка над переменной означает производную по времени.

Изменения давлений в полостях гидроцилиндра определяются следующими выражениями:

$$\dot{p}_A = \frac{E'(p_A)}{V_{pl,A} + (x_{p0} + x_p)A_A} (Q_A - A_A \dot{x}_p - Q_{int}), \quad (6)$$

$$\dot{p}_B = \frac{E'(p_B)}{V_{pl,B} + (x_{p0} - x_p)A_B} \cdot (Q_B - A_B \dot{x}_p + Q_{int} - Q_{ext}), \quad (7)$$

где $V_{pl,A}$, $V_{pl,B}$ – объемы трубопроводов со стороны бесштоковой А и штоковой В полостей гидроцилиндра, соответственно, м³; A_A , A_B – площади бесштоковой и штоковой полостей, м²; E' – приведенный модуль упругости рабочей жидкости, Па; Q_{int} – внутренние утечки из одной полости гидроцилиндра в другую, м³/с; Q_{ext} – внешние утечки из гидроцилиндра, м³/с.

Приведенный модуль упругости можно определить по формуле (в барах) [11]

$$E'(p) = 0,5E_{max} \lg \left[100 \left(90 + \frac{p}{P_{max}} + 3 \right) \right]. \quad (8)$$

Уравнение движения штока гидроцилиндра получим на основе второго закона Ньютона:

$$m\ddot{x}_p = p_A A_A - p_B A_B - F_{fr}(\dot{x}_p) - F_{ext}, \quad (9)$$

где m – приведенная масса штока, кг; $F_{fr}(\dot{x}_p)$ – сила трения, Н; F_{ext} – внешняя сила, действующая на шток гидроцилиндра, Н.

Сила трения $F_{fr}(\dot{x}_p)$ является результирующей действия вязкого трения $F_v(\dot{x}_p)$, сухого трения $F_c(\dot{x}_p)$ и статического трения $F_s(\dot{x}_p)$:

$$F_{fr}(\dot{x}_p) = F_v(\dot{x}_p) + F_c(\dot{x}_p) + F_s(\dot{x}_p)$$

и может быть оценена при помощи следующего выражения на основе кривой Стрибека:

$$F_{fr}(\dot{x}_p) = \sigma_v \dot{x}_p + \text{sign}(\dot{x}_p) \left[F_{c0} + F_{s0} \exp \left(-\frac{|\dot{x}_p|}{v_s} \right) \right], \quad (10)$$

где σ_v – коэффициент вязкого трения, Нс/м; v_s – скорость Стрибека, м/с.

Построение имитационной модели

На основе приведенных выше соотношений (3)–(10) в пакете Matlab/Simulink разработана имитационная модель гидропривода со следующими значениями параметров: диаметр поршня гидроцилиндра $D = 40$ мм, диаметр штока гидроцилиндра $d = 25$ мм, максимальный ход штока гидроцилиндра $x_{p,max} = 200$ мм, масса штока с поршнем $m = 2$ кг. Трубопроводы между распределителем и гидроцилиндром имеют длину $l_{pl} = 2$ м и $d_{pl} = 8$ мм каждый. Параметры силы трения: $\sigma = 220$ Нс/м, $F_{c0} = 200$ Н, $F_{s0} = 600$ Н и $v_s = 0,015$ м/с. Внешней силой F_{ext} и внешними утечками Q_{ext} пренебрегалось, а внутренние утечки определялись из выражения:

$$Q_{int} = k_{il}(p_A - p_B),$$

где $k_{il} = 10^{12}$ м³/(Па·с).

Давление на входе золотника $p_v = 21$ МПа.

Simulink-модель гидропривода состоит из следующих подсистемы золотника «Spool valve» и подсистемы гидроцилиндра «Cylinder» (рис. 2). В подсистеме «Spool valve» на основе данных о входном давлении p_v и давлении в баке p_T при помощи выражений (3)–(5) определяются расходы Q_A и Q_B .

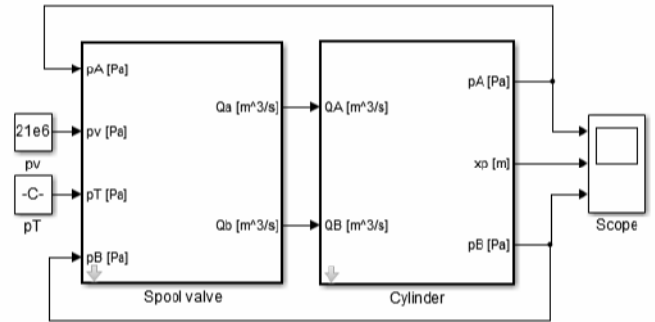


Рис. 2. Общий вид Simulink-модели гидропривода

В подсистеме «Cylinder» (рис. 3) реализуются уравнения (6)–(10). В качестве управляющего сигнала для золотника выбрано произведение максимального смещения золотника $x_{v,max}$ и коэффициента расхода μ . Выходные переменные подсистемы – давления в полостях А и В гидроцилиндра являются входами для подсистемы «Spool valve».

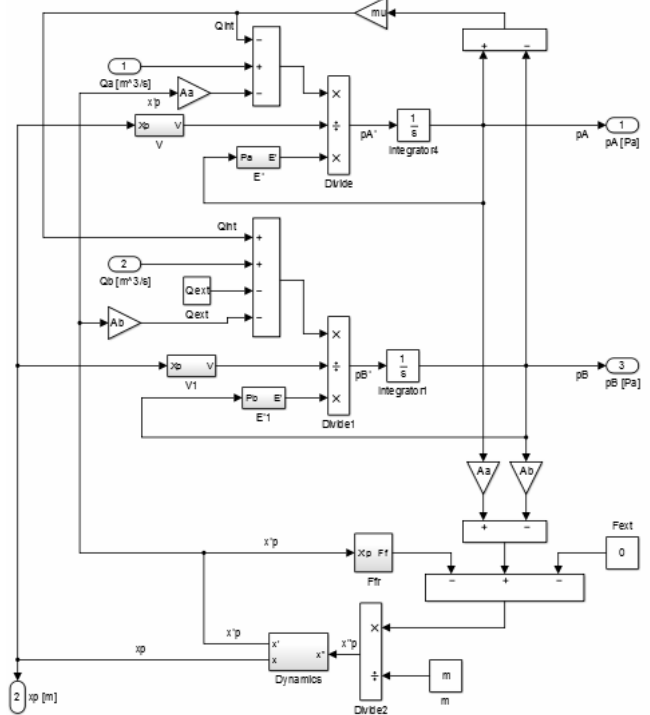
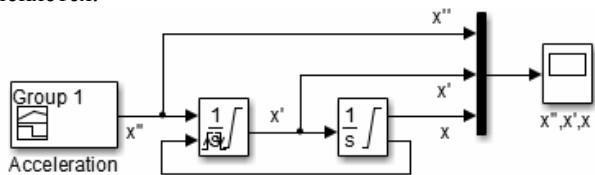


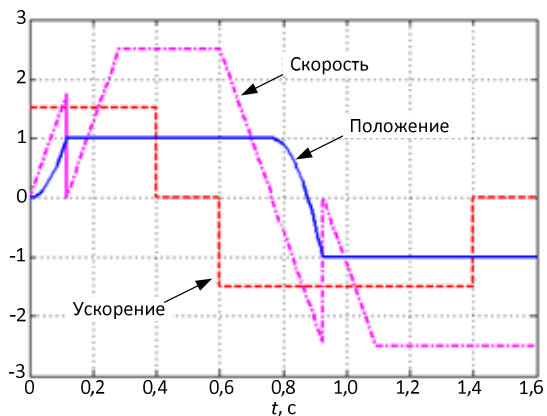
Рис. 3. Подсистема Cylinder»

При реализации имитационной модели необходимо учесть ограничения на перемещения и скорости штока гидроцилиндра. Использование в модели блоков типа «насыщение», а также интеграторов с ограничением выходного сигнала не позволяет отобразить реальные процессы в системе, что иллюстрирует рис. 4 а,б. Как видно из рис. 4 б, при достижении штоком положения $x_{p,max} = 1$ (при $t \approx 0,15$ с),

скорость сначала сбрасывается до нуля, а затем снова изменяется.



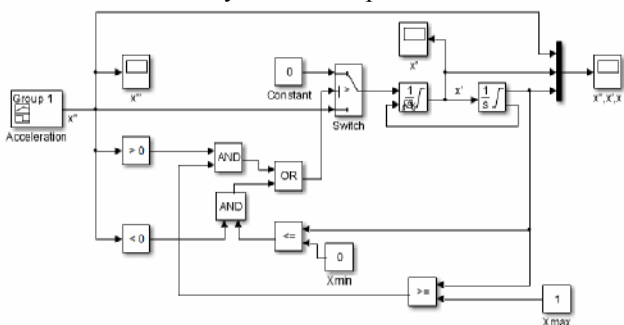
а)



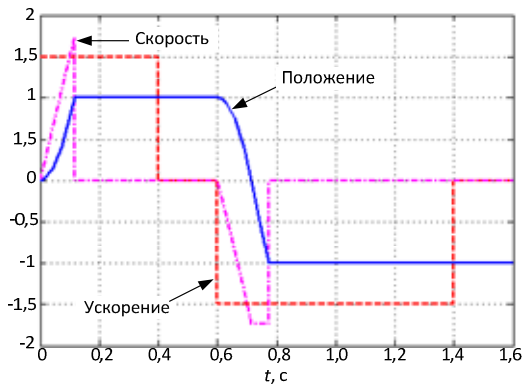
б)

Рис. 4. Моделирование динамики штока при помощи двух интеграторов с насыщением: а) Simulink-модель; б) результат моделирования

Поэтому в модели дополнительно используются логические элементы, которые позволяют немедленно сбросить скорость штока гидроцилиндра до нуля как только он достигнет граничного значения $x_{p,min}$ или $x_{p,max}$ (рис. 5). Именно структуру, приведенную на рис. 5а имеет подсистема «Dynamics» на рис. 3.



а)



б)

Рис. 5. Моделирование динамики штока гидроцилиндра с использованием логических элементов: а) Simulink-модель; б) результат моделирования

Результаты моделирования

Результаты моделирования работы гидропривода приведены на рис. 6–9. Длительность управляющего сигнала на золотник гидрораспределителя составляет 1 с (рис. 6). В течение этого времени значения расходов в каналах распределителя составляют $Q_A = 15,9$ л/мин и $Q_B = 9,9$ л/мин (рис. 7).

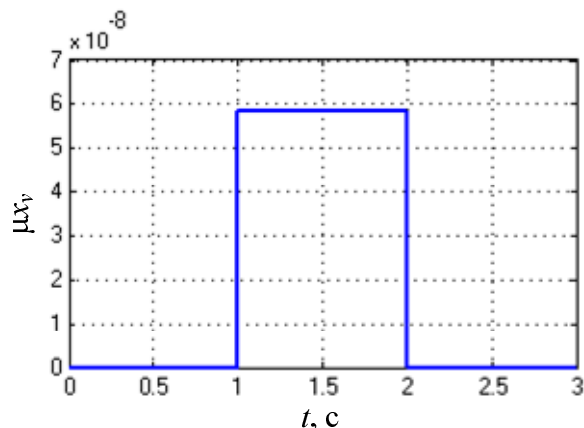


Рис. 6. Управляющее воздействие для распределителя

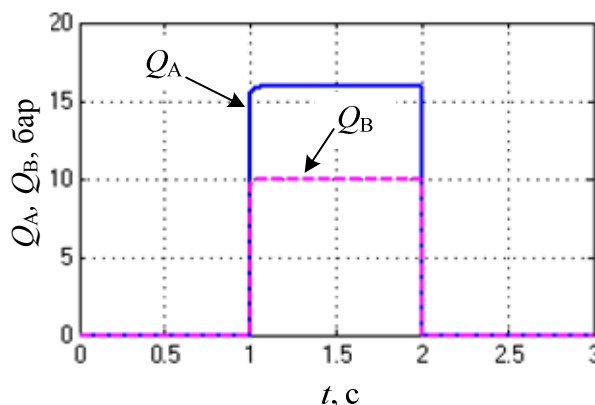


Рис. 7. Графики изменения расходов

Рис. 8, 9 отображают движение штока гидроцилиндра с течением времени. Так как смещение золотника распределителя приводит к резкому изменению давления в полостях гидроцилиндра, то в начальный момент времени скорость штока скачкообразно увеличивается, но затем приходит к установившемуся значению в 0,2 м/с (рис. 8). Как видно из рис. 9, шток достигает своего крайнего значения $x_{p,max}$ через время $t = 1,95$ с.

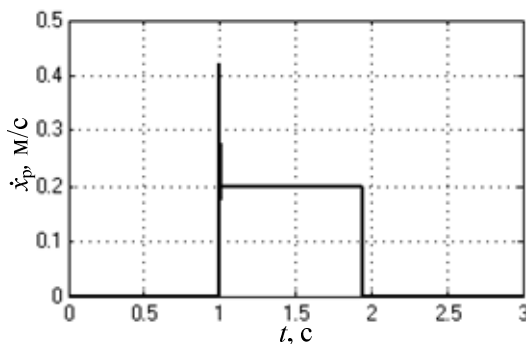


Рис. 8. Скорость перемещения штока гидроцилиндра

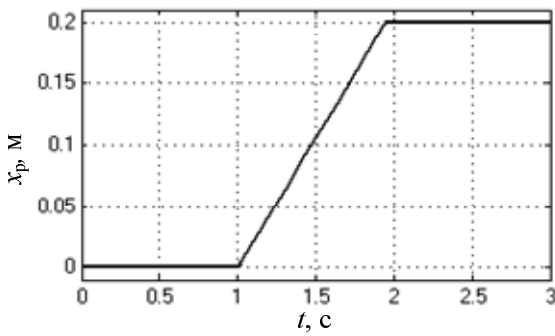


Рис. 9. Перемещение штока гидроцилиндра

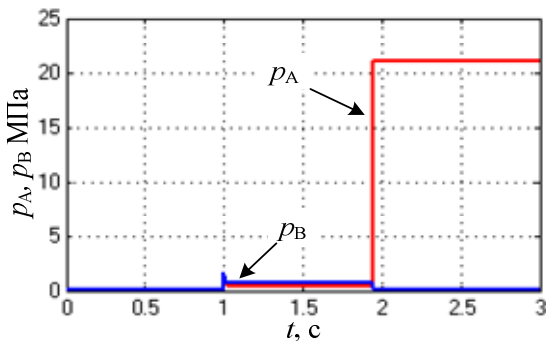


Рис. 10. Изменение давлений в полостях гидроцилиндра

Как уже отмечалось, резкое изменение расходов Q_A и Q_B в каналах распределителя приводит к резкому увеличению давления в полостях гидроцилиндра (рис. 10). Однако, после преодоления сил сопротивления, шток гидроцилиндра начинает движение, и давление устанавливается на значениях $p_A = 0,4$ МПа и $p_B = 0,65$ МПа. Как только шток достигает предельного положения $x_{p,max} = 200$ мм, давление в полости А возрастает до значения $p_v = 21$ МПа, а в полости В – падает до p_T .

Выводы

В работе рассмотрена актуальная задача моделирования работы объемного гидропривода. Рассмотренная модель сочетает в себе относительную простоту, достаточную точность и включает параметры, которые могут быть определены по паспортным данным или идентифицированы в результате эксперимента. На разработку относительно простой процедуры идентификации параметров гидропривода, а также на экспериментальное подтверждение полученных результатов направлены наши дальнейшие исследования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Объемный гидропривод и гидронеемоавтоматика / [Аврунин Г.А., Грицай И.В., Куриченко И.Г. и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 412 с.
2. Баумта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Баумта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
3. Gray J. Parameter Identification for Electrohydraulic Valvetrain Systems / J. Gray, M. Krstic, N. Chaturvedi // J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control. – 2011. – N 6. – P. 157–162.
4. Mintsа H.A. Feedback Linearization-Based Position Control of an Electrohydraulic Servo System With Supply Pressure Uncertainty / H.A. Mintsа, R. Venugopal, J.P. Kenne, C. Belleau // IEEE Transactions on Control Systems Technology. – 2012. – N 4. – P. 1092–1099.
5. Ferreira J.A. Hybrid models for hardware-in-the-loop simulation of hydraulic systems. Part 1: theory / J.A. Ferreira, F.G. Almeida, M.R. Quintas, J.P. Estima de Oliveira // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. – 2004. – Vol. 218. – N. 6. – P. 465–474.
6. Pohl J. Modelling and validation of a fast switching valve intended for combustion engine valve trains / J. Pohl, M. Sethson, P. Krus, J.O. Palmberg, // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. – 2002. – Vol. 216. – №. 2. – С. 105–116.
7. Боровин Г.К. Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины / Г.К. Боровин, А.В. Костюк // Препринты Института прикладной математики им. МВ Келдыша РАН. – 2002. – С. 8–28.
8. Боровин Г.К. Моделирование гидравлической системы экзоскелетона / Г.К. Боровин, А.В. Костюк, Д. Сит, В.В. Ястребов // Математическое моделирование. – 2006. – № 10. – С. 39–54.
9. Арановский С.В. Моделирование и идентификация динамики золотникового гидрораспределителя. Часть I. Моделирование / С.В. Арановский, Л.Б. Фрейдович, Л.В. Никифорова, А.А. Лосенков // Изв. вузов. Приборостроение. – 2013. – Т. 56. – № 4. – С. 52–56.
10. Арановский С.В. Моделирование и идентификация динамики золотникового гидрораспределителя. Часть II. Идентификация / С.В. Арановский, Л.Б. Фрейдович, Л.В. Никифорова, А.А. Лосенков // Изв. вузов. Приборостроение. – 2013. – Т. 56. – № 4. – С. 57–60.
11. Jelali M. Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control / M. Jelali, A. Kroll. – London: Springer, 2003. – 379 p.
12. Šulc B. Non Linear Modelling and Control of Hydraulic Actuators / B. Šulc, J.A. Jan // Acta Polytechnica. – 2002. – Vol. 42. – N. 3. – P. 41–47.