

УДК 681.51

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

Ратушняк А.И., Каргу Д.Л., Чудновский Ю.А., Шубин Д.А., Гридин В.В.

ФГКВОУ ВПО «Военно-космическая академия имени А.Ф. Можайского» Министерства обороны Российской Федерации, Санкт-Петербург, e-mail: chydnovskij@mail.ru

В представленной статье приведена разработанная линеаризованная математическая модель, описывающая динамику электрогидравлического привода ракеты-носителя. Модель состоит из передаточных функций его основных узлов. Предложено для оценивания качества функционирования электрогидравлических приводов в динамических режимах перейти от использования традиционных временных характеристик к частотным характеристикам. Проведено моделирование данной системы в среде «Matlab+Simulink», которая позволяет вводить нелинейности различного вида и описывать динамические процессы электрогидравлического привода, неподдающиеся линеаризации. Для анализа устойчивости исследуемой гидравлической системы управления при заданных значениях коэффициентов были получены логарифмические амплитудно-фазовые частотные характеристики. Частотные характеристики позволяют анализировать структуры электрогидравлических систем на этапах проектирования, а также при эксплуатации существующих приводов, решать задачи синтеза путем подбора корректирующих звеньев.

Ключевые слова: электрогидравлический привод, передаточная функция, амплитудно-фазовая частотная характеристика

MATHEMATICAL MODEL OF THE ELECTROHYDRAULIC DRIVE OF THE ROCKET

Ratushnyak A.I., Kargu D.L., Chudnovskiy Yu.A., Shubin D.A., Gridin V.V.

Military Space Academy n.a. A.F. Mozhaisky, Saint-Petersburg, e-mail: chydnovskij@mail.ru

In presented article is shown developed linearized mathematical model describing the dynamics of the electrohydraulic drive of the rocket. The model consists of transfer functions of its basic units. It is proposed for evaluating the quality of the functioning of of electrohydraulic drives in the dynamic modes to switch from using traditional timing to the frequency characteristics. The modeling of the system in «Matlab + Simulink», which allows you to enter various types of non-linearity and describe the dynamic processes of the electrohydraulic drive, not amenable linearization. Logarithmic phase amplitude frequency characteristics were obtained for analysis investigated the hydraulic control system of stability for given values of coefficients. Frequency characteristics allow you to analyze the structure of electrohydraulic systems at the design stage as well as in the operation of existing drives, to solve the synthesis problem by adjusting the corrective units.

Keywords: electrohydraulic drive, transfer function, the peak-phase frequency characteristic

Несмотря на тенденцию широкого внедрения ЭВМ в область анализа и синтеза автоматических систем частотные методы исследования динамики проектируемых систем не утратили своего значения. Реализация их на ЭВМ дает возможность в короткий срок получить ценную информацию о проектируемой системе. По амплитудно-фазовым частотным характеристикам можно судить о таких качественных показателях, как запасы устойчивости по амплитуде и по фазе, резонансная частота и другие [2].

Основной задачей для экспериментального снятия частотных характеристик является математическое описание динамики автоматических систем управления в виде передаточных функций [1].

Широкое применение электрогидравлических приводов (ЭГП) ракет-носителей обусловлено высокой плотностью

создаваемых усилий на единицу площади гидроусилителя.

В гидроприводе использованы распределители с пропорциональным управлением и гидроцилиндр.

При проектировании ЭГП оценка устойчивости, качества регулирования и коррекции динамических характеристик привода является важной задачей. Для выполнения этой задачи необходимо разработать математическую модель процессов, протекающих в приводе.

На рис. 1 приведена функциональная схема электрогидравлического привода.

В состав электрогидравлического привода ракеты-носителя входят: электромеханический преобразователь, гидроусилитель, золотник, силовой гидроцилиндр, формирователь тока управления, блок обратной связи. ЭГП является автоматической системой регулирования с отрицательной обратной связью.

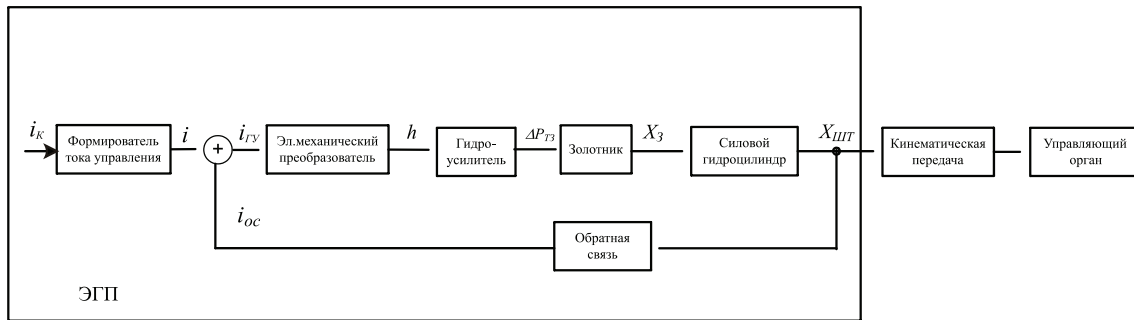


Рис. 1. Функциональная схема электрогидравлического привода

При составлении линейной модели ЭГП были приняты следующие предположения и допущения: коэффициенты расходов дросселей и рабочих окон золотника являются постоянными; перетечки рабочей жидкости через радиальные зазоры золотников и гидроцилиндров пренебрежимо малы; давление нагнетания слива постоянно; величины вязкости и модуля объёмной упругости не изменяются [3, 5].

Уравнение цепи управления электромагнита в электромеханическом преобразователе имеет следующий вид:

$$T_{\text{я}} \frac{di}{dt} + i = i_{\text{к}}, \quad (1)$$

где i – ток в ЭМП; $T_{\text{я}}$ – постоянная времени вихревых токов якоря ЭМП; $i_{\text{к}}$ – командный ток.

Уравнение в операторной форме и передаточная функция цепи управления электромагнита примут вид

$$(T_{\text{я}}s + 1)i = i_{\text{к}};$$

$$W_{\text{пкк}}(s) = \frac{i(s)}{i_{\text{к}}(s)} = \frac{1}{T_{\text{я}}s + 1}. \quad (2)$$

Уравнение сигнала рассогласования представлено в следующем виде:

$$C_h = K_{\text{Fl}}(i - i_{\text{oc}}) - K_{\text{c}}A_{\text{c}}\Delta P_{\text{тз}}, \quad (3)$$

где $i_{\text{oc}} = K_{\text{oc}}X_{\text{шт}}$ – ток обратной связи; K_{oc} – коэффициент обратной связи; $X_{\text{шт}}$ – перемещение штока привода; C_h – сигнал управления; h – величина смещения заслонки; K_{Fl} – коэффициент передачи усилия ЭМП; K_{c} – коэффициент, учитывающий отношение диаметра торца сопла к диаметру сопла; A_{c} – эффективная площадь заслонки; $\Delta P_{\text{тз}}$ – перепад давления на торцах золотника.

С другой стороны, динамика изменения перепада давления на торцах золотника описывается выражением

$$T_{\text{гв}} \frac{d\Delta p_{\text{тз}}}{dt} + \Delta p_{\text{тз}} = K_{\text{ph}}h, \quad (4)$$

где $T_{\text{гв}}$ – постоянная времени гидроусилителя; K_{ph} – коэффициент усиления по давлению.

После преобразования передаточная функция звена, определяющая зависимость перепада давления на торцах золотника от смещения заслонки, будет иметь вид

$$W(s) = \frac{\Delta p_{\text{тз}}(s)}{h(s)} = \frac{K_{\text{ph}}}{T_{\text{гв}}s + 1}. \quad (5)$$

Уравнение движения золотника имеет вид

$$m_3 \frac{d^2 X_3}{dt^2} + f_{\text{мпз}} \frac{dX_3}{dt} + C_{\text{тз}}X_3 = A_{\text{тз}}\Delta p_{\text{тз}}, \quad (6)$$

где X_3 – перемещение золотника; m_3 – масса золотника; $A_{\text{тз}}$, $C_{\text{тз}}$, $f_{\text{мпз}}$ – площадь торцов, жесткость пружин на торцах и коэффициент вязкого трения золотника.

Отсюда передаточная функция золотника будет иметь вид

$$W_3(s) = \frac{X_3(s)}{\Delta p_{\text{тз}}(s)} = \frac{K_3}{T_{32}s^2 + T_{31}s + 1}, \quad (7)$$

где $K_3 = \frac{A_{\text{тз}}}{C_{\text{тз}}}$ – коэффициент передаточной функции золотника; $T_{32} = \frac{m_3}{C_{\text{тз}}}$; $T_{31} = \frac{f_{\text{мпз}}}{C_{\text{тз}}}$ – постоянные времени золотника.

Для структурной схемы узла управления, в состав которой входят ЭМП, гидроусилитель и золотник, из выражения (3) получим

$$h = \frac{K_{\text{Fl}}}{C_h}(i - i_{\text{oc}}) - \frac{K_{\text{c}}A_{\text{c}}}{C_h}\Delta P_{\text{тз}}. \quad (8)$$

Расход рабочей жидкости через силовой гидроцилиндр представлен в следующем виде:

$$\begin{aligned} & \text{Пр}_{\text{НАГ1}} \sqrt{|P_{\text{НАГ}} - P1|} \cdot \text{sign}(P_{\text{НАГ}} - P1) - \text{Пр}_{\text{СЛ1}} \sqrt{|P1 - P_{\text{СЛ}}|} \cdot \text{sign}(P1 - P_{\text{СЛ}}) = \\ & = A_{\text{П}} \frac{dX_{\text{ШТ}}}{dt} + K_{\text{СЖ}} V_{\text{Ц1}} \frac{dP1}{dt}; \\ & \text{Пр}_{\text{СЛ2}} \sqrt{|P2 - P_{\text{СЛ}}|} \cdot \text{sign}(P2 - P_{\text{СЛ}}) - \text{Пр}_{\text{НАГ2}} \sqrt{|P_{\text{НАГ}} - P2|} \cdot \text{sign}(P_{\text{НАГ}} - P2) = \\ & = A_{\text{П}} \frac{dX_{\text{ШТ}}}{dt} - K_{\text{СЖ}} V_{\text{Ц2}} \frac{dP2}{dt}, \end{aligned}$$

а уравнение движения штока с поршнем гидроцилиндра с массой $m_{\text{П}}$

$$m_{\text{П}} \frac{d^2 X_{\text{ШТ}}}{dt^2} = A_{\text{П}} (P1 - P2) - f_{\text{мпП}} \frac{dX_{\text{ШТ}}}{dt} - C_E \cdot \Delta X,$$

где $X_{\text{ШТ}}$ – перемещение штока; $P_{\text{НАГ}}$, $P_{\text{СЛ}}$ – давления нагнетания и слива; $P1$, $P2$ – давления в полостях гидроцилиндра; $m_{\text{П}}$, $A_{\text{П}}$ – масса и площадь поршня гидроцилиндра; $V_{\text{Ц1,2}}$ – объемы полостей гидроцилиндра; $K_{\text{СЖ}}$ – коэффициент, учитывающий сжимаемость рабочей жидкости; $f_{\text{мпП}}$ – коэффициент вязкого трения поршня; C_E – эквивалентная жесткость рулевой проводки; ΔX – рассогласование между координатой штока и координатой массы качающейся части двигателя; $\text{Пр}_{\text{НАГ1,2}}$, $\text{Пр}_{\text{СЛ1,2}}$ – проводимости окон золотника; причем

$$\text{Пр}_{\text{Н1}} = \text{Пр}_{\text{С2}} = K_3 (X_3 - X_{30}) \text{ при } X_3 > X_{30};$$

$$\text{Пр}_{\text{Н2}} = \text{Пр}_{\text{С1}} = K_3 (-X_3 - X_{30}) \text{ при } X_3 < -X_{30},$$

K_3 – коэффициент расхода; X_{30} – перекрытие золотника.

Из-за невозможности получения аналитического решения зависимости перепада давлений в полостях гидроцилиндра $P1$, $P2$ от перемещения золотника X_3 преобразуем уравнения для расхода рабочей жидкости через силовой гидроцилиндр путем линеаризации их левых частей. В результате получим

$$K_{Q_p} \Delta P + K_{Q_{X_3}} X_3 = A_{\text{П}} \frac{dX_{\text{ШТ}}}{dt} + K_{\text{СЖ}} V_{\text{Ц0}} \frac{d\Delta P}{dt}, \quad (9)$$

$$\text{где } K_{Q_{X_3}} = \frac{\partial Q_3}{\partial X_3} = K_3 \sqrt{\frac{P_{\text{Н}} - P_{\text{С}} \pm P_{\text{Ц0}}}{2}};$$

$$K_{Q_p} = \frac{\partial Q_3}{\partial \Delta P} = \frac{K_3 X_{30}}{2\sqrt{2} \cdot (P_{\text{Н}} - P_{\text{С}} \pm P_{\text{Ц0}})} - \text{коэф-}$$

фициенты линеаризации; Q_3 – расход через основной золотник; $\Delta P2 - P1$ – перепад давления в полостях гидроцилиндра; $V_{\text{Ц0}}$ – объем полости цилиндра при симметричном положении поршня; X_{30} , $P_{\text{Ц0}}$ – перемещение золотника и давление нагрузки в точке линеаризации.

После преобразований получим линеаризованное уравнение расхода через основной золотник в операторной форме

$$\left(\frac{K_{\text{СЖ}} V_{\text{Ц0}}}{K_{Q_p}} s + 1 \right) P = \frac{K_{Q_{X_3}}}{K_{Q_p}} X_3 - \frac{A_{\text{П}}}{K_{Q_p}} X_{\text{ШТ}} s.$$

Из уравнения движения штока с поршнем гидроцилиндра передаточная функция давления в силовом гидроцилиндре будет иметь вид

$$W(s) = \frac{X_{\text{ШТ}}(s)}{\Delta P(s)} = \frac{A_{\text{ТЗ}} / C_{\text{ТЗ}}}{\frac{m_3}{C_{\text{ТЗ}}} s^2 + \frac{f_{\text{мпП}}}{C_{\text{ТЗ}}} s + 1}.$$

Структурная схема электрогидравлического привода, представленная на рис. 2, состоит из передаточных функций всех элементов, входящих в него.

Структурная схема электрогидравлического привода была смоделирована в среде «Matlab + Simulink» [4]. При этом имеется возможность ввода нелинейностей различного вида, которые позволяют описать процессы неподдающиеся линеаризации. В модели привода используются нелинейности, которые ограничивают выходную величину. Такие блоки имитируют ограничение перемещения заслонки и золотника, входящих в состав узла управления, а также ограничение перемещения штока силового гидроцилиндра.

Результаты моделирования

Важной динамической характеристикой систем автоматического управления являются частотные характеристики, достоинство которых состоит в том, что частотные характеристики позволяют просто выявлять влияние того или иного параметра

на динамические свойства системы (устойчивость, переходный процесс и т.д.). Для анализа устойчивости исследуемой гидравлической системы управления при заданных значениях коэффициентов в дифференци-

альных уравнениях были получены логарифмические амплитудные фазовые частотные характеристики (ЛАФЧХ) разомкнутой цепи. ЛАЧХ и ЛФЧХ для электрогидравлического привода представлены на рис. 3.

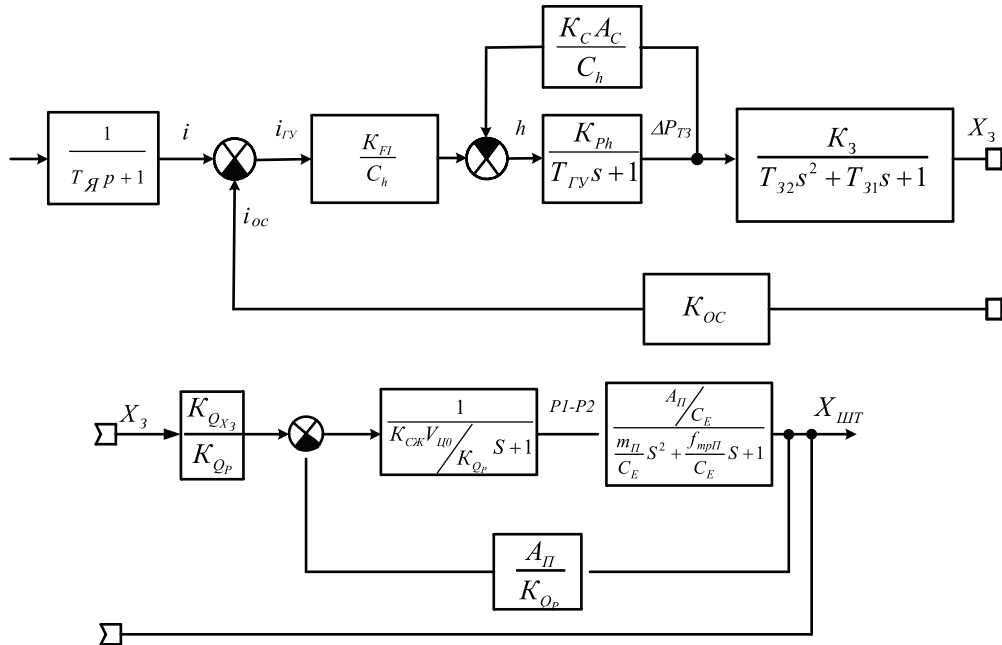


Рис. 2. Структурная схема электрогидравлического привода

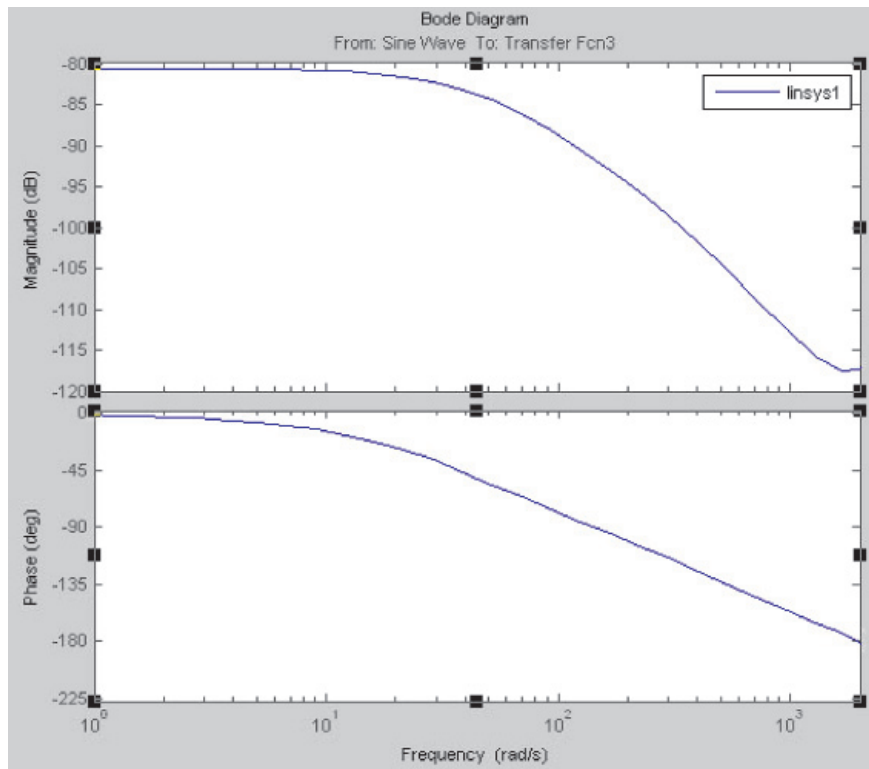


Рис. 3. Логарифмические амплитудные и фазовые частотные характеристики разомкнутой цепи электрогидравлического привода

Запасы по частоте и амплитуде должны быть не менее определенных значений. Рекомендуемые запасы по амплитуде – 6–8 дБ, по фазе – 40°. Для данного электрогидравлического привода запас по амплитуде составляет 115 дБ, запас по фазе 56°, что является вполне достаточным для устойчивого функционирования привода. Проведенный анализ показывает, что данный электрогидравлический привод устойчив.

Заключение

Проектирование систем управления с помощью амплитудно-фазовых частотных характеристик дает возможность анализировать структуры и влияние параметров объекта и отдельных его частей, решать задачи синтеза регулятора путем подбора корректирующих звеньев, выполнять идентификацию по экспериментальным снятым частотным характеристикам и решать другие задачи.

Список литературы

1. Боровин Г.К., Костюк А.В. Математическое моделирование гидравлического привода с LS-управлением шагающей машины. Препринт № 54. – М.: Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН, 2001.
2. Дьяконов В.П. MATLAB R2006/2007/2008 + Simulink 5/6/7. Основы применения. – 2-е изд., перераб. и доп. Библиотека профессионала. – М.: СОЛОН-Пресс, 2008. – 800 с.

3. Крымов Б.Г., Рабинович Л.В., Стеблецов В.Г. Исполнительные устройства системы управления летательными аппаратами. – М.: Машиностроение, 1987.

4. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

5. Ратушняк А.И., Каргу Д.Л. Исследование путей построения и обоснование новых схемных решений систем диагностирования и контроля динамических режимов работы приводов ракетных двигателей // Современные проблемы улучшения тактико-технических характеристик ракетно-космической техники, ее создания, испытаний и эксплуатации: труды Всероссийской научно-практической конференции. – СПб.: ВКА имени А.Ф. Можайского, 2013. – С. 115–121.

References

1. Borovin G.K., Kostjuk A.V. Matematicheskoe modelirovanie gidravlicheskogo privoda s LS-upravleniem shagajushhej mashiny. Preprint no. 54. M.: Institut prikladnoj matematiki. im. M.V. Keldysha RAN, 2001.
2. Djakonov V.P. MATLAB R2006/2007/2008 + Simulink 5/6/7. Osnovy primeneniya. 2-e izd., pererab. i dop. Biblioteka professionala. M.: SOLON-Press, 2008. 800 p.
3. Krymov B.G., Rabinovich L.V., Steblecov V.G. Iсполnitelnye ustrojstva sistemy upravlenija letatelnyimi apparatami. M.: Mashinostroenie, 1987.
4. Navrockij K.L. Teorija i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov. M.: Mashinostroenie, 1991. 384 p.
5. Ratushnyak A.I., Kargu D.L. Issledovanie putej postroeniya i obosnovanie novyh shemnyh reshenij sistem diagnostirovaniya i kontrolja dinamicheskikh rezhimov raboty privodov raketnyh dvigatelej // Sovremennye problemy uluchsheniya taktiko-tehnicheskikh harakteristik raketno-kosmicheskoy tehniki, ee sozdaniya, ispytaniy i jekspluatacii: trudy Vserossijskoj nauchno-prakticheskoy konferencii. SPb.: VKA imeni A.F. Mozhajskogo, 2013. pp. 115–121.