Наука и Образование
МГТУ им. Н.Э. Баумана
Сетевое научное издание
ISSN 1994-0408

Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 09. С. 32–42.

DOI: **10.7463/0915.0810564**

Представлена в редакцию: 06.07.2015
Исправлена: 03.09.2015

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 62-523.3

Динамические характеристики линий связи с распределенными параметрами для управления гидроприводами с дроссельным регулированием

Попов Д. Н.[1], **Сосновский Н. Г.**[1,*]

[*]sosn@bmstu.ru

[1]МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Описана математическая модель системы с гидравлической линией связи при распределенных по длине параметрах. Управляющим устройством в системе является электрогидравлический усилитель (ЭГУ), исполнительным – гидропривод с дроссельным регулированием. Аналогичные системы используют в качестве резервирующих в авиации. Модель составлена с учетом нестационарности гидравлического сопротивления линии связи при расчете ее частотных характеристик. Научную новизну имеют приведенные в статье сведения о результатах верификации математической модели гидравлической линии связи и возможном наличии дополнительной резонансной частоты, вызванной упругостью крепления экспериментальной установки и местной турбулизацией потока жидкости.

Ключевые слова: авиация, верификация, линия связи гидравлическая, модель математическая в распределенных параметрах, устройство управляющее, усилитель электрогидравлический, частоты резонансные

Введение

В системах управления разнообразными техническими объектами гидравлический привод (гидропривод) является исполнительным устройством, посредством которого осуществляется усиление по мощности воздействия на регулирующий орган объекта. Широко распространены конструкции исполнительных устройств с выполненными в одном агрегате силовой части гидропривода и управляющего ею электрогидравлического усилителя (ЭГУ) [1]. Такие агрегаты, размещенные вблизи регулирующего органа объекта, могут быть удалены от формирующих командные сигналы устройств, что вынуждает применять электрические линии связи, которые сложно защитить от внешнего воздействия электромагнитных полей. Вследствие этих воздействий система управления может выходить из строя. Для устранения этого недостатка ранее применялись механические связи, которые не обеспечивали возрастающие требования к точности управления такими объектами, как летательные аппараты. Поэтому появились

предложения по применению гидравлических линий связи. Впервые такие системы управления были разработаны в середине 20-го века, но они нашли применение только в тех областях техники, где электрические связи не обеспечивались соответствующим электрооборудованием [2]. Необходимость повышения надежности резервирования современных самолетов больших размеров привела к применению гидравлических линий связи [3, 4]. Однако в таких связях возникали волновые процессы, устранение которых известными методами [5, 6] могло отразиться на точности управления силовой частью гидропривода.

В данной статье выделены вопросы построения рациональных математических моделей системы, содержащей гидролинии с распределенными параметрами.

Разработка математических моделей гидролиний основывалась на описании нестационарного движения вязкой сжимаемой жидкости в напорном тракте с учетом нестационарного распределения скоростей при ламинарном потоке. Численные значения параметров математических моделей корректировались по результатам экспериментальных исследований макета гидросистемы с длинными гидролиниями.

Из всех возможных способов воздействия на волновые процессы в гидролиниях принят наиболее простой в отношении технической реализации способ управления граничными условиями [7]. Осуществимость такого управления проверялась путем численных экспериментов на ЭВМ.

Очерченный в статье круг теоретических вопросов и результатов физического эксперимента имеет научную новизну, так как теоретические исследования волновых процессов с учетом нестационарной структуры течения и управляемых граничных условий ранее в литературных источниках не были освящены.

1. Математическая модель гидросистемы

Принципиальная схема гидросистемы дана на рис.1. Датчик команд имитирует устройство 1 с ЭГУ. В контур управления ЭГУ включен электронный блок 3 коррекции с передаточной функцией $W_K = K_K$, обеспечивающий требуемые частотные характеристики всего устройства.

Плунжер привода с гидравлическим управлением представлен устройством 4, состоящим из нагруженного пружиной плунжера в корпусе и установленного параллельно регулируемого дросселя. Устройства 1 и 4 соединены гидролинией длиной l=45,8 м, в начале и в конце которой установлены индуктивные датчики давления ДД1 и ДД2.

Входной гармонический сигнал на гидросистему подается с генератора электрических сигналов (ГК) 2. Выходным сигналом устройства 4 можно считать положение плунжера, которое измеряется индуктивным датчиком линейных перемещений. Датчик работает совместно с электронным усилителем. При регулировании открытия дросселя измерение расхода жидкости, протекающей по гидролинии, производится весовым способом. При этом необходимо переключить клапан 5.

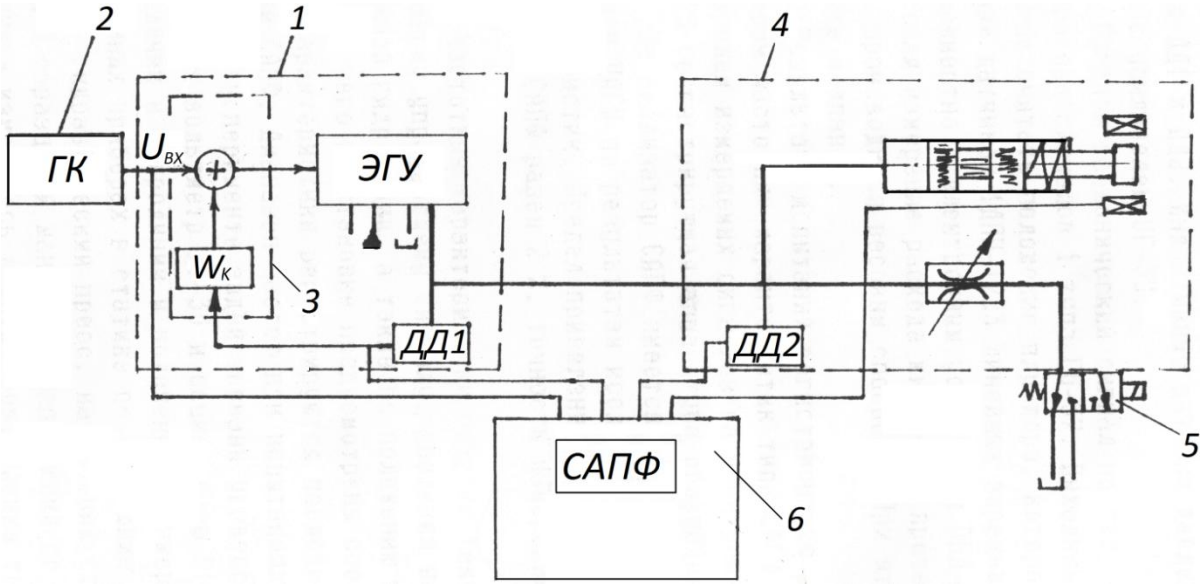


Рис.1. Принципиальная схема гидросистемы

Результаты испытаний регистрируются двухканальным анализатором частотных характеристик САПФ (система анализа передаточных функций) 6.

Передаточные функции и частотные характеристики гидролинии с распределенными параметрами получены из приведенных ниже уравнений [8, 9]

$$p_2(s,l) = p_1(s,0)ch\left[\vartheta(s)l\right] - \frac{\vartheta(s)B_{TP}\upsilon_1(s,0)}{s}sh\left[\vartheta(s)l\right], \quad (1)$$

$$\upsilon_2(s,l) = \upsilon_1(s,0)ch\left[\vartheta(s)l\right] - \frac{sp_1(s,0)}{\vartheta(s)B_{TP}}sh\left[\vartheta(s)l\right], \quad (2)$$

$$\vartheta(s) = sZ_B(s)/B_{TP},$$

где $p_1(s,0)$, $p_2(s,l)$ - давления в концевых сечениях гидролинии длиной l и радиусом поперечного сечения r_0; $\upsilon_1(s,0)$, $\upsilon_2(s,l)$, - скорости жидкости в концевых сечениях гидролинии; $\vartheta(s)$ - операторный коэффициент распространения возмущений; $Z_B(s)$ - операторное волновое сопротивление; s – переменная в преобразовании Лапласа;

$B_{TP} = B_Ж \Big/ (1 + \frac{2r_0 B_Ж}{\delta E_{CT}})$ - приведенный модуль упругости трубы; δ - толщина стенки трубы; $B_Ж$ - модуль объемной упругости жидкости; E_{CT} - модуль упругости материала стенки трубы.

Если возмущение действует в начале линии, то $Z_1(s)$ является входным операторным сопротивлением линии, а $Z_2(s)$ - операторным сопротивлением нагрузки (импедансом нагрузки). В этом случае

$$Z_1(s) = \frac{p_1(s,0)}{\upsilon_1(s,0)\cdot\pi r_0^2} = \frac{p_1(s,0)}{Q_1(s,0)},$$

$$Z_2(s) = \frac{p_2(s,l)}{\upsilon_2(s,l)\cdot \pi r_0^2} = \frac{p_2(s,l)}{Q_2(s,l)},$$

$$Z_{B\Lambda}(s) = \frac{Z_B(s)}{\pi r_0^2}.$$

Здесь $Z_{B\Lambda}(s)$ - операторное волновое сопротивление гидролинии; $Q_1(s,0)$, $Q_2(s,l)$ - расходы жидкости в концевых сечениях гидролинии.

Передаточная функция гидролинии находится из уравнений (1) и (2) в виде

$$\frac{p_2(s,l)}{p_1(s,0)} = \frac{1}{\frac{Z_{B\Lambda}(s)}{Z_2(s)} sh\left[\vartheta(s)l\right] + ch\left[\vartheta(s)l\right]}. \qquad (3)$$

При гармонических колебаниях среды коэффициент распространения возмущений имеет комплексную форму вида

$$\vartheta(j\omega) = \pm(\delta + j\varepsilon),$$

где δ, ε - коэффициенты затухания и фазы; ω - угловая частота; $j = \sqrt{-1}$.

Знак для $\vartheta(j\omega)$ положительный, если возмущение распространяется в положительном направлении оси *x*. Для волны, распространяющейся в отрицательном направлении оси *x*, знак будет отрицательным.

Амплитудно-фазовую частотную характеристику (АФЧХ) линии с несогласованной нагрузкой при известном комплексном сопротивлении $Z_2(j\omega)$ определим, подставив $s = j\omega$ в передаточную функцию (3):

$$\frac{p_2(j\omega,l)}{p_1(j\omega,0)} = \frac{1}{\frac{Z_{B\Lambda}(j\omega)}{Z_2(j\omega)} sh\left[(\delta + j\varepsilon)l\right] + ch\left[(\delta + j\varepsilon)l\right]}. \qquad (4)$$

По аналогии с электрическими линиями комплексное сопротивление нагрузки можно найти как сумму активного и реактивного сопротивлений R_H и X_H:

$$Z_2(j\omega) = R_H + jX_H.$$

При этом комплексное волновое сопротивление гидролинии определяется как

$$Z_{B\Lambda}(j\omega) = \frac{B_{TP}(\varepsilon - j\delta)}{\pi r_0^2 \omega}.$$

При точном расчете частотных характеристик коэффициенты затухания и фазы следует находить с учетом нестационарного гидравлического трения гидролинии [8] по формулам

$$\delta = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{\chi_p \beta}{2}\left(\sqrt{1 + \left(\frac{\chi_a}{\chi_p \beta \bar{\omega}}\right)^2} - 1\right)},$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{\chi_p \beta}{2}\left(\sqrt{1+\left(\frac{8\chi_a}{\chi_p \beta \bar{\omega}}\right)^2}+1\right)},$$

$$\varepsilon_0 = \omega\sqrt{\frac{\rho}{B_{TP}}}.$$

Здесь ω- частота колебаний потока жидкости; χ_a, $\chi_p\beta$ - коэффициенты, зависящие от безразмерной частоты колебаний потока жидкости $\bar{\omega} = \omega r_0^2/(8\nu)$,

где ρ - плотность жидкости, кинематическая вязкость которой ν.

При $\bar{\omega} \le 2$ коэффициенты приближенно вычисляются по соотношениям

$$\chi_a = 1 + 0,0418\bar{\omega}^2,$$

$$\chi_p\beta = 1,33 - 0,00843\bar{\omega}^2.$$

При $\bar{\omega} > 2$ имеют место соотношения

$$\chi_a = \frac{(4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}})\bar{\omega}}{(2\bar{\omega}-1)(4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}}+1)},$$

$$\chi_p\beta = 4\bar{\omega}/(4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}}+1).$$

Воспользовавшись уравнениями (1), (2), можно получить

$$\upsilon_1(s,0) = p_2(s,l)W_{Q1p2}(s), \qquad (5)$$

где

$$W_{Q1p2}(s) = \frac{\pi r_0^2 s}{\frac{\vartheta(s)B_{TP}}{sh[\vartheta(s)l]}\left(1 - \frac{1}{1 + Z_2(s)s\cdot\pi r_0^2 th[\vartheta(s)l]/(\vartheta(s)B_{TP})}\right)}. \qquad (6)$$

Если на конце гидролинии стоит подпружиненный плунжер с параллельно включенным дросселем, то импеданс нагрузки можно представить в виде

$$Z_2(s) = \frac{p_2(s)}{Q_2(s)} = 1\Big/\left(k_{др} + \frac{V_0}{B_{ж}}s + \frac{F_{пл}^2 s}{m_{пл}s^2 + k_{тр}s + c_{пр}}\right),$$

где $k_{др}$ - проводимость дросселя; V_0 - объем со стороны плунжера; $F_{пл}, m_{пл}, k_{тр}$ - площадь, масса и коэффициент вязкого трения плунжера; $c_{пр}$ - приведенная жесткость пружины плунжера.

Дальнейшие аналитические преобразования формул (4),(5), (6) не проводились, поскольку в составленной программе расчета частотных характеристик на ЭВМ были использованы стандартные функции для вычисления гиперболических синуса и косинуса, а также вещественной $P(\omega)$ и мнимой $Q(\omega)$ частей комплексных выражений.

При этом логарифмические амплитудная и фазовая (ЛАХ, ЛФХ) частотные характеристики вычисляются с помощью формул

$$A(\omega) = \sqrt{P^2(\omega) + Q^2(\omega)},$$

$$L(\omega) = 20 \lg A(\omega),$$

$$\varphi(\omega) = \operatorname{arctg}\left(\frac{Q(\omega)}{P(\omega)}\right) + k\pi,\ k = 0, \pm 1, \pm 2...$$

Расход и давление жидкости в промежуточном сечении гидравлической линии на расстоянии l_1 от ее начала можно найти, воспользовавшись уравнениями (1) и (2):

$$Q_{l_1}(s, l_1) = Q_1(s,0) ch\left[\vartheta(s) l_1\right] - \frac{s p_1(s,0) \pi r_0^2}{\vartheta(s) B_{TP}} sh\left[\vartheta(s) l_1\right];$$

$$p_{l_1}(s, l_1) = p_1(s,0) ch\left[\vartheta(s) l_1\right] - \frac{\vartheta(s) B_{TP} Q_1(s,0)}{\pi r_0^2 s} sh\left[\vartheta(s) l_1\right].$$

2. Верификация математической модели исследуемой гидросистемы

Для проверки адекватности линейной математической модели исследуемого макета гидросистемы и для выяснения влияния неподдающихся точному математическому моделированию процессов, связанных с возможными нарушениями устойчивости течения жидкости в длинных гидролиниях и другими факторами, экспериментальная установка была выполнена по схеме, представленной на рис.1. Верификация разработанной математической модели проводилась путем сравнения рассчитанных и экспериментальных частотных ЛАХ и ЛФХ.

Частотные характеристики гидросистемы определяются по входному управляющему сигналу, давлению на входе и выходе из длинной гидролинии, а также по положению плунжера устройства 4. С этой целью в установке предусмотрены соответствующие датчики. Эти характеристики регистрируются последовательно на анализаторе САПФ. Диапазон частот при испытаниях равен (0,1...50) Гц.

Основное внимание было обращено на проверку адекватности математической модели гидролинии. В связи с этим из результатов испытаний гидросистемы выделены данные о колебаниях давлений в начале и конце гидролинии.

Экспериментальные и расчетные ЛАХ и ЛФХ гидролинии даны на рис. 2, 3. Эксперимент проводился при таком открытии дросселя устройства 4 и входном сигнале на ЭГУ устройства 1, чтобы давление в начале гидролинии составляло 3,1 МПа, а расход через дроссель равен 0,24 л/мин (рис.1). В установке использована рабочая жидкость ИГП-30.

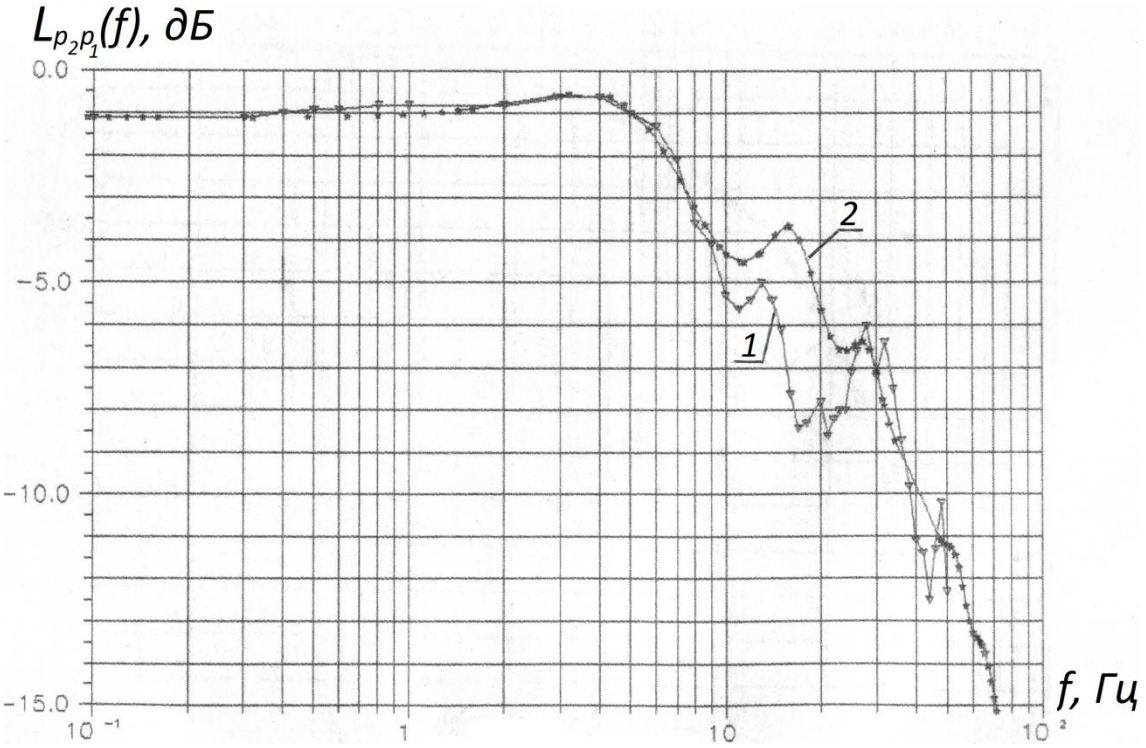


Рис.2. ЛАХ гидролинии: 1-эксперимент, 2-расчет

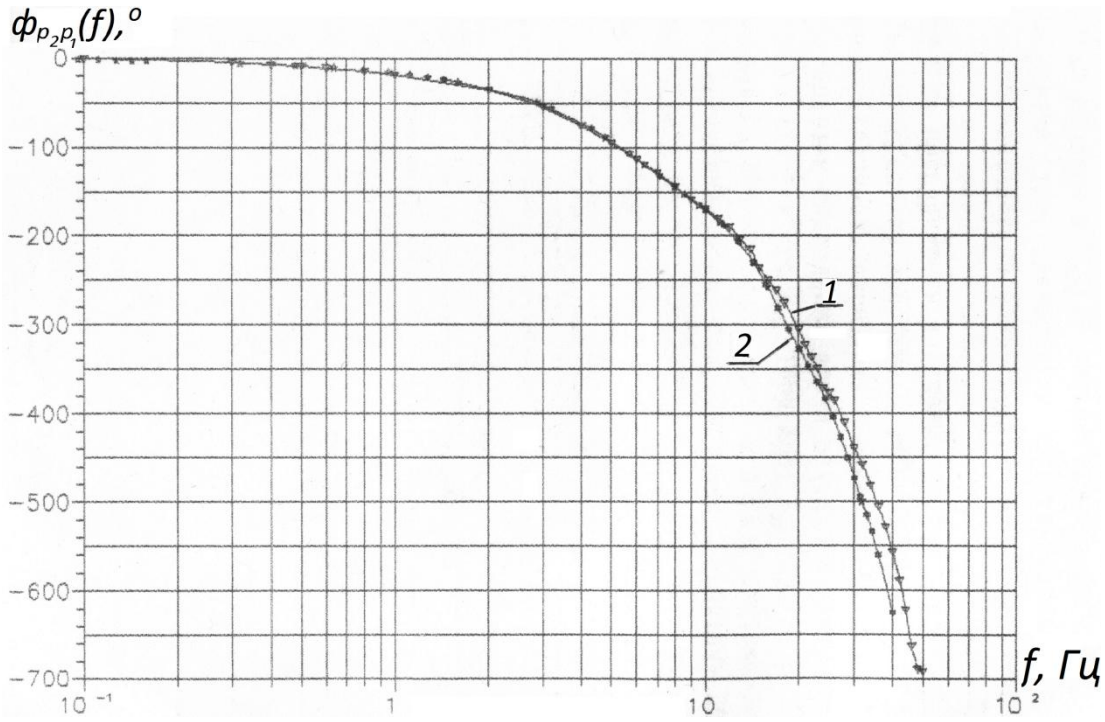


Рис.3. ЛФХ гидролинии: 1-эксперимент, 2-расчет

Частотные характеристики показывают, что резонансы в гидролинии возникают после частоты 2 Гц. На экспериментальной характеристике наблюдается дополнительный резонанс при частоте 30 Гц, вызванный, по-видимому, механическими колебаниями экспериментального участка линии связи, что согласуется с замеченной вибрацией установки. При экспериментах было обнаружено также различие температур в начале и

конце гидролинии, например при температуре жидкости в начале гидролинии около 60 градусов Цельсия, в концевом сечении температура жидкости составляла 30 градусов Цельсия, что вызвано изменением теплообмена жидкости в гидролинии с окружающей средой.

На основании анализа результатов экспериментов было установлено, что такие параметры, как вязкость рабочей жидкости, коэффициент проводимости выходного дросселя и приведенный модуль упругости трубопровода не могут быть точно назначены при проверке адекватности предварительной математической модели гидросистемы. В связи с этим указанные параметры варьировались при сравнении расчетных частотных характеристик с экспериментальными.

Наилучшая сходимость расчетных и экспериментальных частотных характеристик гидролинии достигается при следующих значениях параметров: $\nu = 76 \cdot 10^{-6}$ $м^2/с$; $B_{ТР}$ =1400 МПа; $K_{др} = 1,6 \cdot 10^{12}$. При этих параметрах на ЭВМ моделировалась вся гидросистема экспериментальной установки. До частоты колебаний $f=10$ $Гц$ теоретические и экспериментальные характеристики практически совпадают, при значениях частот больше 30 Гц на экспериментальных логарифмических частотных характеристиках проявляются дополнительные колебания, вызванные по-видимому упругостью всей экспериментальной установки и местной турбулизацией потока.

Заключение

Приведённые результаты верификации математической модели системы с длинными гидравлическими линиями связи являются новыми по научному содержанию и практически полезными для проектирования следящих гидроприводов с дроссельным регулированием. Результаты сравнения рассчитанных и экспериментальных частотных характеристик при частотах выше 30 Гц определяют границу применимости рассматриваемой в статье линейной математической модели системы. В случае необходимости расчеты динамических характеристик при более высоких частотах следует проводить по нелинейным математическим модели гидросистемы [10, 11, 12].

Список литературы

1. Попов Д.Н. Механика гидро-и пневмоприводов: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
2. Попов Д.Н. Автоматическое регулирование скорости гидротурбин с применением дистанционных чувствительных элементов: дис. … канд. техн. наук. М., 1955. 225 с.
3. Фомичев В.М. Методы повышения помехоустойчивости электрогидравлических приводов, работающих в тяжелых условиях эксплуатации // Образование через науку: сб. докл. международного симпозиума / Федеральное агентство по образованию РФ, МГТУ им Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. С. 326-335.

4. Ермаков С.А., Карев В.И., Константинов С.В., Оболенский Ю.Г., Селиванов А.М., Сухоруков Р.В. Системы дистанционного управления и рулевые приводы: структуры и развитие // Вестник Московского авиационного института. 2013. Т. 20, № 2. С. 43-48.
5. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 159 с.
6. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д. Гидравлические и газовые цепи передачи информации. М.: Машиностроение, 2000. 327 с.
7. Бутковский А.Г. Характеристики систем с распределенными параметрами: справочное пособие. М.: Наука, 1979. 224 с.
8. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 240 с.
9. Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика / под ред. Д.Н. Попова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 317 с.
10. Оболенский Ю.Г., Ермаков С.А., Сухоруков Р.В. Введение в проектирование систем авиационных рулевых приводов: учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во ГУП "Окружная газета ЮЗАО", 2011. 343 с.
11. Ермаков С.А., Константинов С.В., Кузнецов И.П., Оболенский Ю.Г. Развитие системы управления полетом и рулевых приводов перспективных маневренных самолетов // Полет. 2015. № 6. С. 24-38.
12. Рапопорт Э.Я. Структурное моделирование объектов и систем управления с распределенным параметрами: учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 2003. 302 с.

Science & Education of the Bauman MSTU
Electronic journal
ISSN 1994-0408

Science and Education of the Bauman MSTU, 2015, no. 09, pp. 32–42.

DOI: **10.7463/0915.0810564**

Received: 06.07.2015
Revised: 03.09.2015

© Bauman Moscow State Technical Unversity

Dynamic Characteristics of Communication Lines with Distributed Parameters to Control the Throttle-controlled Hydraulic Actuators

D.N. Popov[1], **N.G. Sosnovskii**[1,*]

*sosn@bmstu.ru

[1]Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: aviation, verification, the hydraulic line, the mathematical model in distributed settings, the device driving, servo valve, the resonant frequency

The article considers a mathematical model of the hydraulic line for remote control of electro-hydraulic servo drive (EHSD) with throttle control. This type of hydraulic lines is designed as a backup to replace the electrical connections, which are used to control EHSD being remote from the site with devices located to form the control signals of any object. A disadvantage of electric connections is that they are sensitive to magnetic fields and thereby do not provide the required reliability of the remote control. Hydraulic lines have no this disadvantage and therefore are used in aircraft and other industrial systems. However, dynamic characteristics of hydraulic systems still have been investigated insufficiently in the case of transmitting control signals at a distance at which the signal may be distorted when emerging the wave processes.

The article results of mathematical simulation, which are verified through physical experimentation, largely eliminate the shortcomings of said information.

The mathematical model described in the paper is based on the theory of unsteady pressure compressible fluids. In the model there are formulas that provide calculation of frequency characteristics of the hydraulic lines under hydraulic oscillations of the laminar flow parameters of viscous fluid.

A real mock-up of the system under consideration and an experimental ad hoc unit are used to verify the results of mathematically simulated hydraulic systems.

Calculated logarithmic amplitude and phase frequency characteristics compared with those obtained experimentally prove, under certain conditions, the proposed theoretical method of calculation. These conditions have to ensure compliance with initial parameters of fluid defined under stationary conditions. The applied theory takes into consideration a non-stationary hydraulic resistance of the line when calculating frequency characteristics.

The scientific novelty in the article material is presented in verification results of the mathematical model of the hydraulic system in the space-distributed parameters.

References

1. Popov D.N. *Mekhanika gidro-i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2002. 320 p. (in Russian).
2. Popov D.N. *Avtomaticheskoe regulirovanie skorosti gidroturbin s primeneniem distantsionnykh chuvstvitel'nykh elementov. Kand. dis.* [Automatic speed regulation of hydraulic turbines using remote sensing elements. Cand. dis.]. Moscow, 1955. 225 p. (in Russian).
3. Fomichev V.M. Methods to improve noise immunity to electrohydraulic actuators operating under extreme conditions. *Obrazovanie cherez nauku: sb. dokl. mezhdunarodnogo simpoziuma* [Education through science: proc. of international symposium]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2006, pp. 326-335. (in Russian).
4. Ermakov S.A., Karev V.I., Konstantinov S.V., Obolenskii Yu.G., Selivanov A.M., Sukhorukov R.V. Fly-by-wire control systems and servo actuators design and development. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo institute*, 2013, vol. 20, no. 2, pp. 43-48. (in Russian).
5. Shorin V.P. *Ustranenie kolebanii v aviatsionnykh truboprovodakh* [Vibration eliminating in air pipelines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 159 p. (in Russian).
6. Shorin V.P., Gimadiev A.G., Bystrov N.D. *Gidravlicheskie i gazovye tsepi peredachi informatsii* [Hydraulic and gas chains of information transmission]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 327 p. (in Russian).
7. Butkovskii A.G. *Kharakteristiki sistem s raspredelennymi parametrami: spravochnoe posobie* [Characteristics of systems with distributed parameters]. Moscow, Nauka Publ., 1979. 224 p. (in Russian).
8. Popov D.N. *Nestatsionarnye gidromekhanicheskie protsessy* [Nonstationary hydromechanical processes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 240 p. (in Russian).
9. Popov D.N., Panaiotti S.S., Ryabinin M.V. *Gidromekhanika* [Hydromechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 317 p. (in Russian).
10. Obolenskii Yu.G., Ermakov S.A., Sukhorukov R.V. *Vvedenie v proektirovanie sistem aviatsionnykh rulevykh privodov* [Introduction to design of systems of aircraft steering gear]. Moscow, “Okruzhnaya gazeta YuZAO” Publ., 2011. 343 p. (in Russian).
11. Ermakov S.A., Konstantinov S.V., Kuznetsov I.P., Obolenskii Yu.G. Progress of Flight Control System and Control Actuators for Future-Technology Maneuverable Aircraft. *Polet*, 2015, no. 6, pp. 24-38. (in Russian).
12. Rapoport E.Ya. *Strukturnoe modelirovanie ob"ektov i sistem upravleniya s raspredelennym parametrami* [Structural modeling of objects and control systems with distributed parameters]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2003. 302 p. (in Russian).