# Наука и Образование МГТУ им. Н.Э. Баумана

Сетевое научное издание ISSN 1994-0408

удк 62-523.3 Регулирование волновых процессов в гидросистемах

Попов Д. Н.<sup>1</sup>, Сосновский Н. Г.<sup>1,\*</sup>, Сиухин М. В.<sup>1</sup> Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 10. С. 39–55.

#### DOI: 10.7463/1016.0847697

Представлена в редакцию: 05.09.2016 Исправлена: 19.09.2016

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

\*sosn60@mail.ru

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Рассмотрены методы выбора структуры и параметров регуляторов волновых процессов в гидросистемах, состоящих из элементов, которые соединены между собой длинными трубопроводами с протекающей по ним жидкостью. В таких системах при периодических возмущениях могут возникать резонансы, сопровождающиеся значительными по амплитудам увеличениями давления жидкости. Размеры и характеристики гасителей волновых колебаний выбирают, исходя из предварительно определенных условий эксплуатации гидросистемы, которые предполагаются не изменяющимися. При таких допущениях эффективность защиты гидросистемы может быть недостаточной для исключения катастрофических ситуаций. В статье описан метод, обеспечивающий более надежное управление волновыми процессами с результаты помошью автоматических регуляторов. Приведены математического моделирования гидросистемы. Кроме того, кратко изложена последовательность многокритериальной оптимизации системы регулирования волновых процессов. Научную новизну имеет описанный в статье метод синтеза регулятора для гидросистемы с распределенными параметрами и нелинейными граничными условиями.

**Ключевые слова**: гидросистема, оптимизация многокритериальная, процесс волновой, регулятор автоматический, трубопровод длинный

#### Введение

Гидросистемы, состоящие из устройств, которые соединены между собой длинными трубопроводами или какими-либо другими напорными трактами относят к системам с распределенными параметрами. В таких системах при периодических возмущениях с определенной частотой, вследствие образования стоячих волн, наступает резонанс, при котором в отдельных сечениях трубопровода значительно увеличиваются амплитуды давления.

Из общей теории колебаний известно, что резонанса в системе с распределенными параметрами можно избежать, согласовав выходной импеданс системы с волновым сопротивлением гидравлической или пневматической линии [1, 2]. Это положение часто используют при создании пассивных (неуправляемых) гасителей колебаний в различных линиях связи (электрических, гидравлических, пневматических). Однако, такие гасители являются эффективными только в тех случаях, когда подключенное к линии устройство вместе с гасителем позволяет получить для выходного сечения линии импеданс близкий к волновому сопротивлению линии. Последнее условие практически выполнимо только при использовании устройств с достаточно простыми передаточными функциями. По мере усложнения устройств, пассивные гасители колебаний становятся малоэффективными, в связи с чем появились системы с активными (управляемыми) гасителями колебаний [3].

В известных схемах активные гасители колебаний представлены в виде регуляторов с постоянной настройкой. Они могут быть недостаточно эффективными в случае гидроили пневмосистем с нестабильными параметрами. Поэтому ниже рассмотрен другой подход к уменьшению амплитуд колебаний давления в системе, основанный на применении регулятора импеданса нагрузки, при согласовании которого с волновым импедансом гидравлической линии последняя становится динамическим звеном «чистого запаздывания» [4-6]. В таком случае волновые процессы в гидравлической линии не будут возникать, пока вследствие нестабильности параметров системы не нарушается указанное выше условие.

Вводя обратную связь от того сечения трубопровода, где требуется поддерживать допустимую амплитуду давления, можно обеспечить корректирование импеданса подключенного к системе устройства. С целью обоснования предложенной постановки задачи сначала на ЭВМ были проведены исследования влияния граничных условий на волновые процессы в гидравлической линии.

## 1. Исследование влияния граничных условий на волновые процессы в гидравлической линии

Для исследования выбрана достаточно характерная схема соединения элементов гидропривода с длинной гидравлической линией [7, 8] (рис. 1).



Рис.1. Принципиальная схема гидросистемы

Схема системы и составляющие ее элементы приняты такими, чтобы в дальнейшем они могли быть использованы при имитационном моделировании для верификации математических моделей, описывающих динамику реальных устройств [9, 10]. В рассматриваемой системе течение жидкости в трубопроводе длиной l=8 м (от сечения 2-2 до сечения 1-1) и внутренним диаметром  $d_0=19$  мм создает движущийся поршень гидроцилиндра (ГЦ) 3 диаметром  $d_{\Pi}$ , в верхнюю полость которого подается жидкость под давлением от насосной установки. На противоположном конце трубопровода присоединен цилиндрический золотниковый распределитель 4, играющий роль пульсатора - устройства, возбуждающего колебания жидкости в трубопроводе. Параллельно пульсатору установлен дроссель 5 с коэффициентом проводимости  $K_{dp1}$  для снижения среднего давления в трубопроводе. Дополнительный дроссель 7 и присоединенная к трубопроводе воду емкость 6 располагаются в непосредственной близости от сечения 2.

В золотниковой гильзе пульсатора имеются окна, а на золотнике сделаны пропилы. При вращении золотника меняется площадь открываемых окон и соответственно обеспечивается близкий к гармоническому закон изменения площади щелей  $F_{\pi}$  в зависимости от частоты вращения золотника.

При закрытом параллельном пульсатору дросселе расход через пульсатор  $Q_{II}=Q_{I}$  равен

$$Q_{\Pi} = \mu_{\Pi} F_{\Pi} \sqrt{2\Delta p_{\Pi}/\rho}$$

Линеаризованное уравнение расхода жидкости  $Q_I$  в сечении 1-1 имеет вид

$$\begin{split} -Q_{1} = K_{QF}F_{\Pi} + K_{Qp}p_{1}, \\ K_{QF} = \mu_{\Pi}\sqrt{2\Delta p_{\Pi}^{cp}/\rho}, \\ K_{Qp} = \mu_{\Pi}F_{\Pi}^{cp}/(\rho\sqrt{2\Delta p_{\Pi}^{cp}/\rho}) \\ F_{\Pi}^{cp} = 0, 5F_{\Pi}^{max}, \end{split}$$

где  $K_{QF}, K_{Qp}$  - коэффициенты линеаризации расходной характеристики;  $\Delta p_{\Pi}^{cp}$  - перепад давлений на пульсаторе при средней площади открываемых окон  $F_{\Pi}^{cp}$ .

Расход  $Q_2$  определяется сжимаемостью жидкости в присоединенной к гидролинии полости ГЦ объемом  $V_0$  и имеет вид

$$Q_2(\mathbf{s}) = (V_0/B_{\mathcal{K}})sp_2(\mathbf{s}),$$

где  $B_{\mathcal{K}}$  - модуль объемной упругости жидкости; *s* – переменная в преобразовании Лапласа.

Тогда импеданс гидролинии в сечении 2-2 определяет соотношение

$$Z_2(s) = \frac{p_2(s)}{Q_2(s)} = \frac{B_{\mathcal{K}}}{V_0 s}.$$

Для нахождения амплитуды колебаний давления *p*<sub>2</sub> воспользуемся передаточной функцией

$$W_{3}(s) = \frac{p_{2}(s)}{F_{\Pi}(s)} = -\frac{K_{QF}B_{\mathcal{K}}}{K_{Qp}} \cdot \frac{W_{p2p1}(s)}{1 + W_{p2p1}(s)_{Q1p2}(s) / K_{Qp}}.$$

Амплитуда колебаний давления  $p_1$  находится с помощью передаточной функции

$$W_6(s) = \frac{p_1(s)}{F_{II}(s)} = \frac{W_3(s)}{W_{p2p1}(s)}$$

Амплитуда колебаний давления  $p_{l1}$  в любом сечении трубопровода на расстоянии  $l_1$  от пульсатора вычисляется по формуле [9]

$$p_{l1}(s, l_1) = p_1(s, 0)ch[\mathcal{G}(s)l_1] - \frac{\mathcal{G}(s)B_{TP}Q_1(s, 0)}{\pi r_0^2 s}sh[\mathcal{G}(s)l_1]$$

где  $\mathcal{G}(s)$  - операторный коэффициент распространения возмущений;  $p_1(s,0)$ ,  $Q_1(s,0)$  - давление и расход жидкости в концевом сечении трубопровода внутренним радиусом  $r_0$ .

Величина  $Q_1(s,0)$  определяется из выражения

$$W_{Q1p2}(s) = \frac{\pi r_0^2 s}{\frac{\mathcal{G}(s)B_{TP}}{sh[\mathcal{G}(s)l]} (1 - \frac{1}{1 + Z_2(s)s \cdot \pi r_0^2 th[\mathcal{G}(s)l]/(\mathcal{G}(s)B_{TP})})}$$

На ЭВМ были рассчитаны колебания давлений в трубопроводе при различных сочетаниях параметров рассматриваемой системы. При этом получены значения давлений в разных сечениях трубопровода в зависимости от частоты колебаний жидкости, задаваемой пульсатором.

Первоначально расчет характеристик выполнен без присоединенной емкости 6 и дросселя 7 перед ГЦ.

На рис.2 (а) приведены графики изменения давлений  $p_1$  ( $l_1=0$ ) в зависимости от частоты колебаний жидкости, создаваемых пульсатором при различных положениях поршня ГЦ.



**Рис.2 (а).** Изменение давлений в зависимости от частоты колебаний жидкости, создаваемых пульсатором: кривая 1 - при полностью выдвинутом поршне (*h*=1 м); кривая 2 - при *h* =0

На рис.2 (б) даны графики изменения давлений  $p_1$  ( $l_1=0$ ) в зависимости от частоты колебаний жидкости при h=1 м и при различных диаметрах окон пульсатора. Параметры пульсатора (в частности диаметр его окон) при такой схеме определяют максимальные амплитуды колебаний давления в трубопроводе на резонансных частотах.

На рис. 2 (в) даны графики изменения давлений в зависимости от частоты колебаний жидкости при h=1 м,  $d_{o\kappa}=3,5$  мм в разных сечениях трубопровода.



**Рис.2 (б).** Изменение давлений в зависимости от частоты колебаний, создаваемых пульсатором: кривая  $1 - d_{o\kappa} = 3,5$  мм (штатный размер диаметра окон); кривая 2 -  $d_{o\kappa} = 4$  мм



**Рис.2 (в).** Изменение давлений в зависимости от частоты колебаний жидкости в разных сечениях начального участка гидролинии: кривая 1 -  $l_1$ =0; кривая 2 -  $l_1$ =1 м; кривая 3 -  $l_1$ =1,4 м

На рис. 3 (а) представлены графики изменения давлений в зависимости от частоты колебаний жидкости при h=1 м,  $d_{o\kappa}=3,5$  мм в разных сечениях трубопровода.



**Рис.3 (а).** Изменение давлений в середине гидролинии в зависимости от частоты колебаний жидкости: кривая 1 -  $l_1 = 2$  м; кривая 2 -  $l_1 = 4$  м; кривая 3 -  $l_1 = 6$  м

На рис. 3 (б) даны графики изменения давлений в зависимости от частоты колебаний жидкости при h=1 м,  $d_{ok}=3,5$  мм в разных сечениях трубопровода.



**Рис.3 (б).** Изменение давлений в зависимости от частоты колебаний жидкости в разных сечениях конечного участка гидролинии: кривая 3 -  $l_1$ =7 м; кривая 2 -  $l_1$ =7,8 м; кривая 3 -  $l_1$ =8 м

Для предварительного согласования импеданса нагрузки (концевого сопротивления трубопровода) с волновым импедансом непосредственно перед ГЦ в трубопроводе предусмотрен дроссель с коэффициентом проводимости  $K_{op2}$ . При этом

$$Q_2 = K_{\partial p2}(p_2 - p_u)$$

Откуда следует

$$Z_2(s) = \frac{p_2(s)}{Q_2(s)} = \frac{(V_{01}/K_{\partial p2}B_{\mathcal{K}})s + 1}{V_{01}s/B_{\mathcal{K}}}$$

На рис.3 (в) даны графики изменения давлений  $p_1$  ( $l_1=0$ ) в зависимости от частоты колебаний жидкости создаваемых пульсатором, при проводимости дросселя  $K_{dp2} = 0, 3 \cdot 10^{-9}$ . Амплитуды колебаний давлений на резонансных частотах получены большими (порядка 10 МПа). Для уменьшения этих амплитуд на входе в ГЦ к трубопроводу присоединена дополнительная емкость 6 с объемом V=2 л. После этого получена кривая 3 на рис.3 (в), которая показывает, что при соответствующей настройке гасителя колебаний исключается резонанс.



**Рис.3 (в).** Изменение давлений в зависимости от частоты колебаний жидкости: кривая 1 - при *h*=1 м, кривая 2 - при *h*=0

#### 2. Выбор структуры системы регулирования

В соответствии с поставленной выше задачей, структура регулятора волновых процессов в гидролинии должна быть выбрана так, чтобы автоматически обеспечивалось согласование выходного импеданса системы с волновым сопротивлением. Это условие может быть выполнено, если применить эталонную модель волнового сопротивления (ЭМВС). Структура системы с ЭМВС будет зависеть от способа регулирования выходного импеданса. Рассмотрим два способа. При первом способе в систему включается регулятор расхода (PP) с постоянной настройкой, при втором необходимо применить адаптивный регулятор (АДР) с предварительной настройкой гасителя колебаний (ГК). Структурные схемы этих систем приведены на рис. 4 и 5. На схемах указаны следующие переменные величины:  $p_2, Q_2$  - отклонения давления и расхода от своих установившихся значений в конце гидролинии;

 $Q_2^{_{2m}}$  - отклонение расхода, получаемое с выхода эталонной модели волнового сопротивления;  $Q_{\varepsilon}$  - ошибка по расходу;  $Q_p$  - регулируемое отклонение расхода;  $Q_{_{H}}$  - отклонение расхода, вызванное изменением выходного импеданса (нагрузки) системы.



Рис.4. Схема системы управления колебаниями в гидролинии с регулятором расхода



Рис.5. Схема системы управления колебаниями в гидролинии с адаптивным регулятором

Вид эталонной модели волнового сопротивления определяется из математического описания нестационарных процессов, протекающих в гидролинии. Из такого описания в [4] получено в операторной форме достаточно полное выражение для волнового сопротивления  $Z_{B\Lambda}(s)$ . Адекватность  $Z_{B\Lambda}(s)$  реальным значениям подтверждена рядом экспериментов. Однако, если взять полное выражение для  $Z_{B\Lambda}(s)$ , то потребуется сложная эталонная модель волнового сопротивления, что затруднит ее техническую реализацию. Эталонную модель можно существенно упростить, пренебрегая сопротивлением гидролинии. В этом случае [4] имеем

$$Z_{B\Lambda}(s) = Z_0(s) = \rho c_{\pi}/F_{\pi}$$

где  $c_n$  - скорость распространения возмущений в гидролинии;  $F_n$  - площадь проходного сечения гидролинии.

При вычислении  $Z_0(s)$  следует иметь в виду, что на скорость распространения возмущения в гидролинии оказывает влияние нестационарность распределения местных скоростей движения рабочей среды и температур по поперечному сечению линии. Чтобы учесть это влияние, можно, оценив предварительно диапазон частот колебаний рабочей

среды в гидролинии, воспользоваться предложенными в [4] коррективами. Принимая, что после корректировки  $c_n$  =const, представляем эталонную модель волнового сопротивления пропорциональным звеном с коэффициентом усиления  $K_M = F_n / \rho c_n$ .

Структуру регулятора расхода определим, опираясь на известное из теории управления положение, согласно которому при регулировании процесса не возникает установившейся ошибки, если регулятор относится к типу "И" (интегрирующему). Поэтому принимаем для регулятора передаточную функцию

$$W_{pp}(s) = \frac{1}{T_p s}$$

Постоянная времени  $T_p$  предварительно должна быть выбрана такой, чтобы ошибка по скорости изменения  $Q_{\varepsilon}$  была бы как можно меньше. Окончательное значение постоянной времени устанавливается после оптимизации регулятора [10].

Структура адаптивного регулятора в значительной мере зависит от схемы и конструкции гасителя колебаний. Как уже было отмечено, к распространенным, но недостаточно эффективным, относятся гасители колебаний, которые состоят из емкости и проточного элемента, которым гаситель колебаний соединяется с гидролинией. Выясним возможность повышения эффективности такого гасителя колебаний с помощью адаптивного регулятора. Процессы в данном гасителе колебаний, если не учитывать инерцию упругого наполнителя, описываются следующей системой уравнений:

$$Q_{P} = K_{csc} \frac{dp_{IK}}{dt},$$
$$Q_{P} = K_{\partial p} (p_{2} - p_{IK}).$$

Из этих уравнений получаем передаточную функцию

$$W_{p}(s) = \frac{Q_{p}(s)}{p_{2}(s)} = \frac{K_{cxc}s}{(K_{cxc}/K_{\partial p})s + 1}.$$
 (1)

Ограничим адаптивную настройку гасителя колебаний диапазоном частот, в котором передаточную функцию (1) можно приближенно заменить соотношением

$$W_p(s) = K_{\partial p}$$

Этой передаточной функции соответствует уравнение

$$Q_p = K_{\partial p} p_2. \tag{2}$$

Уравнение (2) показывает, что настройку гасителя можно осуществлять, изменяя  $K_{op}$  в зависимости от ошибки  $Q_{\varepsilon}$ . Алгоритм, обеспечивающий автоматическую настройку гасителя колебаний, найдем с помощью уравнений баланса расходов в алгебраических сумматорах схемы, представленной на рис. 5:

$$Q_2^{\text{om}} - Q_{\text{H}} = Q_{\varepsilon},$$
$$Q_2 - Q_p = Q_{\text{H}}.$$

Разделив все члены последних двух уравнений на  $p_2$ , имеем

$$Z_0^{-1} - Z_{\mu}^{-1} = Z_{\varepsilon}^{-1},$$
  
$$Z_2^{-1} - K_{\partial p} = Z_{\mu}^{-1}.$$

При  $Z_0^{-1} = Z_2^{-1}$  из последних уравнений следует  $K_{\partial p} = Z_{\varepsilon}^{-1}$ , что можно использовать в схеме системы управления (рис. 5) для получения  $Q_p$ .

Системы автоматического согласования выходного и волнового импедансов, имеющие предложенные выше структуры, сами по себе устойчивы. Устойчивость всей гидросистемы, содержащей длинные гидролинии с автоматическими регуляторами выходных импедансов, будет зависеть от динамических характеристик устройств, подключенных по концам линий. Если эти устройства могут быть представлены линейными динамическими звеньями с постоянными параметрами, то процессы, вызванные согласованием выходных импедансов с волновыми сопротивлениями, не должны влиять на управление всей системой. При этом гидролинии могут рассматриваться как звенья чистого запаздывания и анализ устойчивости всей системы можно провести известными из теории управления методами [2].

При наличии в системе нелинейных или нестационарных звеньев, процессы, вызванные автоматическим регулированием выходных импедансов, и процессы управления всей системой будут влиять друг на друга. В этом случае задача анализа устойчивости всей системы становится настолько сложной, что ее решение может быть получено только в результате численного моделирования всей системы на ЭВМ [3].

#### 3. Оптимизация регуляторов волновых процессов

После предварительного расчета параметров рассмотренных выше двух структур систем управления волновыми процессами, для окончательного выбора проектного варианта регулятора решается задача многокритериальной оптимизации каждой системы [1]. Сравнивая между собой полученные результаты, конструктор, с учетом не поддающихся формализации факторов, имеет возможность выбрать практически оптимальный вариант регулятора. Необходимые для решения задачи математические модели систем с распределенными параметрами состоят из дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих нестационарные гидродинамические процессы в гидролиниях, и уравнений, описывающих граничные условия. Первые из указанных уравнений имеют вид [4, 11]:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{2\tau_{0n}}{\rho r_0} = -\frac{\partial p}{\partial x},$$
$$\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{1}{B_{\pi}} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x}\right),$$
$$\tau_{0n} = A_1[v(t)]$$

$$F(B_{\pi}, p) = 0$$

Здесь *v* - усредненная по проходному сечению гидролинии скорость рабочей среды;  $\tau_{0n}$  - нестационарное касательное напряжение в месте контакта рабочей среды со стенкой напорного канала (трубы); *x* - координата, измеренная вдоль оси гидролинии;  $B_{JI}$  - приведенный модуль упругости рабочей среды, находящейся в напорном канале (трубе) с упругими стенками;  $A_1[v(t)]$ - оператор, определяющий закон изменения  $\tau_{0n}$ ;  $F(B_{JI}, \rho)$  - функция, устанавливающая зависимость  $B_{JI}$  от *p*.

Уравнения, описывающие граничные условия, должны отражать те процессы, которые протекают в устройствах, подключенных по концам гидролинии. В общем случае эти уравнения могут быть представлены системой обыкновенных дифференциальных уравнений и алгебраическими соотношениями. Для начала линии, к которой не подключен регулятор, запишем эти уравнения в виде

$$\frac{dX_1}{dt} = f(X_1, t)$$

где  $X_1 = (x_1^{H}, x_2^{H}, ..., x_m^{H})$  - *m*-мерный вектор переменных состояния устройства, подключенного в начале линии.

Для конца линии, к которому, кроме создающего нагрузку устройства, подключен регулятор, следует раздельно записать две системы уравнений. Одна будет аналогичной приведенной выше, другая относится к регулятору. Вид последней зависит от выбранной структуры и параметров регулятора. Если оптимизируется система с регулятором расхода, то можно воспользоваться уравнением замкнутого контура с регулятором вида

$$T_P \frac{dQ_2}{dt} = \frac{F_n}{\rho c_n} p_2 + T_P \frac{dQ_n}{dt} - Q_n$$

Переменные  $Q_n$ ,  $Q_2$ ,  $p_2$ , которые входят в это уравнение, являются одновременно компонентами вектора  $X_2$ , где  $X_2 = (x_1^{\kappa}, x_2^{\kappa}, ..., x_n^{\kappa})$  - *n*-мерный вектор переменных состояния устройства, подключенного к концу линии.

При оптимизации системы с адаптивным регулятором в соответствии с передаточной функцией (1), уравнением (2) и алгоритмом, представленным в разделе 2, для описания граничного условия имеем следующие уравнения:

$$\frac{K_{cxc}}{K_{\partial p}}\frac{dQ_2}{dt} + Q_2 = K_{cxc}\frac{dp_2}{dt} + \frac{K_{cxc}}{K_{\partial p}}\frac{dQ_{\mu}}{dt} + Q_{\mu},$$
$$K_{\partial p} = \frac{F_{\pi}}{\rho c_{\pi}} - \frac{Q_{\mu}}{p_2}.$$

При решении задачи оптимизации варьируемым параметром для первой схемы является  $T_p$ , а для второй -  $K_{op}$ . Кроме того, в последнем случае варьируемым параметром может быть и  $K_{cxc}$ . Диапазон изменения каждого варьируемого параметра  $a_i$  устанавливается неравенством вида

$$(a_i)_{\min} \le a_i \le (a_i)_{\max}$$

В дополнение к последним условиям назначаются еще функциональные ограничения, вид которых зависит от характеристик подключенных по концам линии устройств и технических требований, предъявляемых к гидросистеме [1].

Для оценки качества оптимизируемых систем вводятся критерии, которые являются компонентами вектора  $K_{\kappa}$ . Те из решений, которые обеспечивают наилучшее (в смысле получения минимальных и максимальных значений компонент) значение  $K_{\kappa}$ , образуют подмножество  $M_0$  оптимальных вариантов из множества  $M_d$  допустимых решений. На компоненты вектора  $K_{\kappa}$  также накладываются ограничения в виде неравенств, устанавливающих границы, в которых отыскиваются их оптимальные значения. По постановке задачи, основным критерием здесь является отклонение давления от допустимых значений, указанных вдоль гидролинии, то есть p = p(x).

Дополнительно, в число критериев могут быть включены отклонения расходов в разных местах системы, масса всех элементов системы, показатель энергетической эффективности системы и другие.

Результаты оптимизации имеют вид таблиц, в которых для каждого варианта системы различных пробных точек приведены наилучшие значения принятых критериев. По этим таблицам сначала выбирается по одному оптимальному варианту, а затем из этих двух вариантов выбирается наилучший.

#### Заключение

В результате проведенных численных исследований поставлена и решена задача повышения эффективности гашения колебаний в длинных гидролиниях. Из возможных способов гашения колебаний рекомендуется способ, основанный на автоматическом согласовании выходного и волнового импеданса. Техническая реализуемость этого способа проверена математическим моделированием гидросистемы. Адекватность математической модели реальной системе подтверждена сравнением рассчитанных на ЭВМ частотных характеристик со снятыми при помощи анализатора частотных характеристик САПФ (система анализа передаточных функций) на экспериментальной установке [9].

Для автоматического согласования выходного импеданса с волновым импедансом предложены две структуры системы управления. В одной структуре применен регулятор расхода типа "И", в другой - адаптивный регулятор.

Для выбора структуры и параметров регулятора предложена методика многокритериальной оптимизации управляемой системы с распределенными параметрами [10- 14]. В алгоритме предлагаемого адаптивного регулятора волновых колебаний обеспечен учет особенностей нелинейной механики рассматриваемого вида гидросистем [15, 16].

Научная новизна статьи состоит в том, что она содержит теоретически обоснованное и экспериментально подтвержденное решение задачи выбора структуры и параметров ре-

гулятора для гидросистемы с распределенными параметрами и нелинейными граничными условиями.

#### Список литературы

- 1. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.
- 2. Бутковский А.Г. Методы управления системами с распределенными параметрами. М.: Наука, 1975. 568 с.
- 3. Шорин В.П., Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д. Гидравлические и газовые цепи передачи информации. М.: Машиностроение, 2000. 328 с.
- 4. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 240 с.
- 5. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
- 6. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах: пер. с англ. М.: Энергоиздат, 1981. 248 с.
- 7. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.
- Попов Д.Н., Сосновский Н.Г Расчет нестационарных процессов и уменьшение резонансных пиков давления при очистке гидросистем пульсирующим потоком жидкости // Вестник машиностроения. 1995. № 2. С.22-28.
- Попов Д.Н., Сосновский Н.Г. Динамические характеристики линий связи с распределенными параметрами для управления гидроприводами с дроссельным регулированием // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 9. С. 32-42. DOI: <u>10.7463/0915.0810564</u>
- Методы анализа, синтеза и оптимизации нестационарных систем автоматического управления. Учебное пособие. / К.А. Пупков, Н.Д. Егупов, В.Г. Коньков, Л.Т. Милов, А.И. Трифонов. Под ред. Н.Д.. Егупова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 684 с.
- 11. Боровин Г.К., Попов Д.Н. Многокритериальная оптимизация гидросистем. Учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 94 с.
- 12. Соболь И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Дрофа, 2006. 175 с.
- 13. Карпенко А.П. Современные алгоритмы поисковой оптимизации. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 446 с.
- 14. Боровин Г.К., Попов Д.Н. Вычислительный эксперимент в задачах оптимального проектирования управляемых систем с гидроприводами // Математическое моделирование. 2004. Том 16. № 6. С. 56-60.

- Liu Baoding. Theory and Practice of Uncertain Programming, Physica-Verlag, Heidelberg, 2002. Russian version translated and published by LBZ Publisher, Moscow, 2005. P. 416.
- 16. Трубецков Д.И. Введение в синергетику: Хаос и структуры. М.: Книжный дом «ЛИБ-РОКОМ», 2014. 240 с.

# Science & Education of the Bauman MSTU

Electronic journal

Science and Education of the Bauman MSTU, 2016, no. 10, pp. 39–55.

#### DOI: 10.7463/1016.0847697

Received:	05.09.2016
Revised:	19.09.2016

© Bauman Moscow State Technical Unversity

# Wave Processes Control in Hydraulic Systems

D.N. Popov<sup>1</sup>, N.G. Sosnovskii<sup>1,\*</sup>, M.V. Siuhin<sup>1</sup>

\*<u>sosn60@mail.ru</u>

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: hydraulic system, multicriteria optimization, wave process, automatic controller, long pipeline

The article posed and solved the problem to determine the structure and parameters of automatic controllers of wave processes in long hydraulic lines, used in different types of technical systems. The solution was to provide the output impedance adjustment so that its value was close to the value of the wave impedance of the hydraulic line.

For the accepted method of the wave processes control in hydraulic lines is applied a mathematical model, previously developed by the authors who have proved it by comparing the model-calculated frequency characteristics with those obtained under tests of the pilot hydraulic system. The article presents simulation results by the curves of changing pressure versus fluid oscillation frequency in hydraulic lines.

According to the results of mathematical simulation, the article proposes two schemes of control system for oscillations in hydraulic lines. One scheme uses a flow controller with a pre-selected time constant. In the second scheme, a flow controller is equipped with a link of the adaptive adjustment, the algorithm of which the article presents.

The final part of the article describes the steps of the multi-criteria optimization technique to select largely an optimal controller.

Both the statement of the problem and its solution are of scientific novelty, contributing to the development of the theory of hydraulic systems. The material, furthermore, has a practical value since in designing it enables to preclude the loads inappropriate for hydraulic lines.

### References

- Shorin V.P. Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh. *Mashinostroenie*, Moscow, 1980. P. 156. Available at: <u>http://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-</u> vibroakusticheskih-harakteristik-truboprovoda-s-ispolzovaniem-metoda-konechnyhelementov, accessed 07.10.2016.
- 2. Butkovskiy A.G. Metody upravleniya sistemami s raspredelennymi parametrami. *Nauka*, Moscow, 1975. P. 568. Available at: <u>http://cyberleninka.ru/article/n/optimizatsiya-sistem-s-</u>

Science & Education of the Bauman MSTU

raspredelennymi-parametrami-programmnye-i-pozitsionnye-strategii-upravleniya, accessed 07.10.2016.

- Shorin V.P., Gimadiev A.G., Bystrov N.D. Gidravlicheskie i gazovye tsepi peredachi informatsii. *Mashinostroenie*, Moscow, 2000. P. 328. Available at: <u>http://search.rsl.ru/ru/record/01000689748</u>, accessed 07.10.2016.
- 4. Popov D.N. Nestatsionarnye gidromekhanicheskie protsessy. *Mashinostroenie*, Moscow, 1982. P. 240.
- Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem. *Mashinostroenie*, Moscow, 1987. 2<sup>nd</sup> revised and corrected edition. P. 464.
- Fox J.A. Hydraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks. *Macmillan Education UK*, 1977. Russian version translated and published by Energoizdat, Moscow, 1981. P. 248. DOI: <u>10.1007/978-1-349-02790-3</u> accessed 07.10.2016.
- 7. Popov D.N. Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov: uchebnik dlya vuzov. *Bauman University Publishing House*, 2002. P. 320.
- 8. Popov D.N., Sosnovskiy N.G Raschet nestatsionarnykh protsessov i umen'shenie rezonansnykh pikov davleniya pri ochistke gidrosistem pul'siruyushchim potokom zhidkosti. *Vestnik mashinostroeniya*, 1995. No. 2. P. 22-28.
- Popov D.N., Sosnovskiy N.G. Dinamicheskie kharakteristiki liniy svyazi s raspredelennymi parametrami dlya upravleniya gidroprivodami s drossel'nym regulirovaniem. *Scientific edition of Bauman MSTU "Sciense & Education"*. 2015. No. 9. P. 32-42. DOI: <u>10.7463/0915.0810564</u>, accessed 07.10.2016.
- Pupkov K.A., Egupov N.D., Kon'kov V.G., Milov L.T., Trifonov A.I., under the editorship of Egupov N.D. Metody analiza, sinteza i optimizatsii nestatsionarnykh sistem avtomaticheskogo upravleniya. Uchebnoe posobie. *Bauman University Publishing House*, Moscow, 1999. P. 684.
- 11. Borovin G.K., Popov D.N. Mnogokriterial'naya optimizatsiya gidrosistem. Uchebnoe posobie. *Bauman University Publishing House*, Moscow, 2007. P. 94.
- 12. Sobol' I.M., Statnikov R.B. Vybor optimal'nykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami. *Drofa*, Moscow, 2006. 2<sup>nd</sup> revised and corrected edition. P. 175.
- Karpenko A.P. Sovremennye algoritmy poiskovoy optimizatsii. *Bauman University Publishing House*, Moscow, 2014. P. 446. Available at: <u>http://baumanpress.ru/books/474/474.pdf</u>, accessed 07.10.2016.
- Borovin G.K., Popov D.N. Vychislitel'nyy eksperiment v zadachakh optimal'nogo proektirovaniya upravlyaemykh sistem s gidroprivodami. *Matematicheskoe modelirovanie*. 2004. Volume 16. No. 6. P. 56-60.
- Liu Baoding. Theory and Practice of Uncertain Programming, *Physica-Verlag*, Heidelberg, 2002. Russian version translated and published by LBZ Publisher, Moscow, 2005. P. 416. DOI: <u>10.1007/978-3-540-89484-1</u>, accessed 07.10.2016.

16. Trubetskov D.I. Vvedenie v sinergetiku: Khaos i struktury. *Bookhouse "Librokom"*, Moscow, 2014. P. 240.