

# Системы приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 6282

**З.Я. Лурье, д-р техн. наук,  
Е.Н. Цента, канд. техн. наук**  
Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,  
Харьков, Украина,  
**А.И. Панченко, д-р техн. наук,**  
Таврический государственный агротехнологический университет,  
Мелитополь, Украина,

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ КОМПЕНСАЦИИ КОЛЕБАНИЙ В МЕХАТРОННЫХ ГИДРОАГРЕГАТАХ

## THEORETICAL AND PRACTICAL ASPECTS OF DYNAMIC COMPENSATION OF FLUCTUATIONS IN MECHATRONIC HYDRAULIC UNITS

*Предлагаемый метод динамической компенсации колебаний для нелинейных систем основан на синтезе корректирующего устройства, структура и модель которого представлена суммой передаточных функций дифференцирующих звеньев 3, 2, 1 и нулевого порядка. Многопараметрической оптимизацией 4 варьируемых коэффициентов дифференцирующих звеньев завершается синтез корректирующего устройства. При этом используется динамический критерий. Сформулированы теоретические и практические аспекты решения проблемы динамической компенсации колебаний. Получены результаты на примере мехатронного гидроагрегата навесного оборудования трактора. Они открывают возможность ставить и решать эту проблему для других мобильных машин и оборудования общепромышленного назначения.*

*Ключевые слова: мехатронный гидроагрегат, математическая модель, корректирующее устройство, критерий оптимальности, многопараметрическая оптимизация, динамический синтез.*

### Введение

Современное развитие гидроагрегатов ряда мобильных машин (строительнодорожных, тракторов, и др.), гидросистем рабочих машин с гидроманипуляторами связано с переходом на введение в его состав микропроцессорной техники (программируемых микроконтроллеров, том числе и ЭВМ), т.е. на проектирование мехатронных гидроагрегатов. При этом открывается возможность решать весьма важные проблемы, решение которых было сопряжено с большими трудностями либо практически невозможно. К их числу следует отнести такие актуальные проблемы: поиск эффективных путей снижения значительных колебаний скорости перемещения рабочих органов и пульсаций давлений рабочей жидкости в различных точках мехатронных гидроагрегатов за счет больших инерционных масс и объемов сжимаемой рабочей жидкости; улучшение динамических характеристик; повышение статической и динамической точности обработки малых заданных перемещений и др., направленные на обеспечение в целом рабочего процесса мехатронных гидроагрегатов с высокими показателями качества. Настоящая статья

посвящена теоретическим и практическим аспектам актуальной проблемы снижения колебаний скорости перемещения рабочего органа мобильной машины и пульсаций давления рабочей жидкости. В качестве объекта исследования (примера) рассматривается рабочий процесс мехатронного гидроагрегата навесного оборудования сельскохозяйственного трактора.

### Анализ литературных источников

В работе [1] предложен путь решения задачи синтеза динамической компенсации большой инерционности объекта управления для компьютерной системы управления гидротурбиной. Однако здесь рассматривалась лишь задача синтеза корректирующего устройства для улучшения переходного процесса угловой скорости ротора при разгоне гидротурбины вхолостую (получено 15-процентное снижение перерегулирования до долей процента) при моделировании на укрупненной модели. Вопрос снижения колебаний не ставился.

В работе [2] приведены результаты синтеза корректирующего устройства для мехатронных гидроагрегатов навесного оборудования трактора в режиме подъема

на максимальную высоту. В качестве критерия синтеза выбрали относительную интегральную оценку— взвешенному по модулю отклонению сравниваемых кривых  $v_{\text{жел}}(t)$  — желаемая кривая скорости штока гидроцилиндра, а, следовательно, навесного оборудования, и  $v_z(t)$ , полученная при моделировании кривая скорости гидроцилиндра, поиск которой завершается в процессе синтеза.

$$I = \frac{\int_0^{t_k} t \cdot |v_z(t) - v_{\text{жел}}(t)| dt}{\int_0^{t_k} t \cdot v_z(t) dt} \cdot 100, \% \quad (1)$$

Однако в этой работе вопрос снижения колебаний не ставился.

В работе [3] впервые рассматривается проблема снижения колебаний скорости перемещения навесного оборудования и пульсаций давления рабочей жидкости в мехатронных гидроагрегатах. Получено решение на базе нелинейной математической модели, путем синтеза корректирующего устройства с многопараметрической оптимизацией по динамическому критерию. Введение синтезированного корректирующего устройства и выполняет роль динамического компенсатора инерционных масс и воздействий сжимаемой рабочей жидкости. Критерий для синтеза корректирующего устройства был принят в виде относительной интегральной оценки (2), а не взвешенной, как формула (1),

$$I = \frac{\int_0^{t_k} |v_z(t) - v_{\text{жел}}(t)| dt}{\int_0^{t_k} v_z(t) dt} \cdot 100, \% \quad (2)$$

минимум которой оценивает близость модельной и желаемой кривых скорости.

Была предложена модель корректирующего устройства дифференцирующими звеньями от третьего порядка до нулевого, неизвестные коэффициенты которых при каждой производной и искомой функции (всего четыре) подлежали определению в процессе многопараметрической оптимизации по динамическому критерию. Динамический синтез корректирующего устройства по интегральному критерию, направленный на компенсацию значительных инерционных сил, существенно улучшил рабочий процесс мехатронных гидроагрегатов навесного оборудования: амплитуды колебаний скорости перемещения штока ГЦ при нагрузках 5000—15000 Н снижаются в 2–6 раз; время затухания в 1,3–1,6 раза; максимальный пик давления рабочей жидкости на выходе насосной установки в 1,15–1,35 раза.

Однако остался не исследованным вопрос влияния существенного изменения количества нерастворенного воздуха (газовой составляющей двухфазной рабочей жидкости) в процессе эксплуатации на динамику мехатронных гидроагрегатов навесного оборудования с

синтезированным корректирующего устройства и др.

Работа [4] посвящена дальнейшему решению вопросов динамической компенсации инерционных масс объекта управления и воздействий сжимаемой рабочей жидкости в части учета переменности газовой составляющей. В ней предложен эффективный путь компенсации при синтезе корректирующего устройства отрицательного влияния двухфазной жидкости на динамические характеристики (в части быстродействия).

В заключение обзора отметим работу в области разработки мехатронной гидросистемы с регулируемым насосом и электрогидравлической системой управления скоростью гидроцилиндра. Устройство управления реализовано в виде нейроконтроллера на базе двух нейросетей и логического блока и обеспечивает работу в четырех режимах [5].

## Постановка задачи

Результаты анализа последних публикаций показали, что при проектировании мехатронных гидроагрегатов можно обеспечить существенное снижение колебаний, возникающих при работе мобильных машин. Так как определенные положительные результаты достигнуты применительно к мехатронному гидроагрегату навесного оборудования, то подробнее рассмотрим этот объект.

На рисунке 1 показана схема мехатронного гидроагрегата навесного оборудования, на основе которой разработано математическое описание элементов, их совокупности и процессов, протекающих в целом. Гидроаппараты изображены в исходном положении. Возле каждого аппарата указаны: обозначения величин, наличие измерительных преобразователей, линия чувствительности по нагрузке (LS).

Укрупненно, согласно приведенной схеме, мехатронный гидроагрегат навесного оборудования в режиме положения работает следующим образом. После подачи управляющего воздействия с ЭУМ, например, на ЭМ<sub>1</sub> плунжер ЭПП<sub>1</sub> перемещаясь, увеличивает давление  $p_1$ . При этом золотник гидрораспределителя смещается влево в позицию В и открывает доступ рабочей жидкости в поршневые полости гидроцилиндра. Происходит подъем навесного оборудования до заданной высоты. Сигналы о фактическом перемещении золотника гидрораспределителя и штоков гидроцилиндра поступают в МПБУ, где в совокупности с другими сигналами обеспечивают заданную высоту. Опускание навесного оборудования происходит при подаче управляющего сигнала на ЭМ<sub>2</sub> (на ЭМ<sub>1</sub> сигнал равен 0) и работе перечисленных элементов в обратном порядке.

На рисунке 2 изображена функциональная схема мехатронного гидроагрегата навесного оборудования, включающая: МПБУ; ПИД — пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор; ЭУМ; ЭПП; гидроцилиндр;  $q$  — источник подачи рабочей жидкости; гидроцилиндр; навесное оборудование; ИП<sub>ГП</sub>, ИП<sub>ГЦ</sub> — измерительные

преобразователи, соответственно, положений золотника гидрораспределителя и гидроцилиндра;  $U_3$  — сигнал задания;  $U_6$  — сигнал рассогласования;  $U_{y_z} = K_{0z} \cdot y_z$  — сигнал обратной связи по положению штока гидроцилиндра;  $U_{x_{гп}} = K_{0гп} \cdot x_{гп}$  — сигнал обратной связи по перемещению золотника гидрораспределителя;  $U_v$  — сигнал на входе ЭГП.

Из рисунка 2 четко видна двухконтурность мехатронного гидроагрегата. Внутренним контуром является узел ЭУМ– ЭГП– золотник гидрораспределителя, охваченный обратной отрицательной связью по его положению

$x_{гп}$ . Входом внутреннего контура служит сигнал  $U_{пид}$ , выходом — перемещение  $x_{гп}$ .

Внешний контур охватывает все устройства мехатронного гидроагрегата от МПБУ с ПИД и ЭУМ и заканчивается гидроцилиндром с навесным оборудованием. Входом внешнего контура является сигнал  $U_3$  задания высоты подъема навесного оборудования, а выходом — перемещение  $y_z$  штока гидроцилиндра.

Усовершенствованная нелинейная математическая модель (ММ) динамики мехатронного гидроагрегата в режиме подъема навесного оборудования с учетом

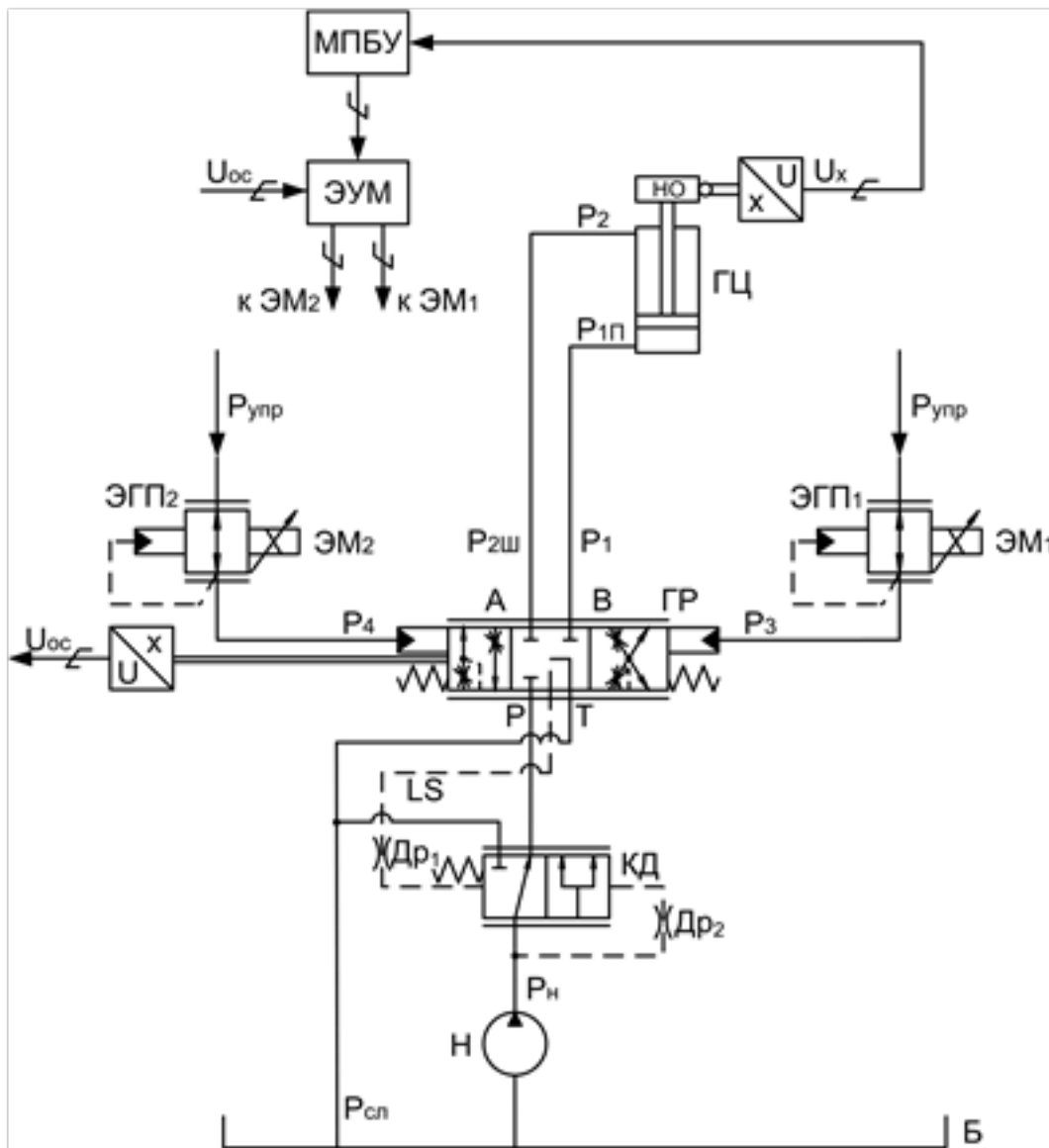


Рисунок 1 — Расчетная схема мехатронного гидроагрегата навесного оборудования для режима положения:

Н — насос; КД — клапан давления; ГР — гидрораспределитель; ЭГП<sub>1</sub>, ЭГП<sub>2</sub> — электрогидравлические преобразователи; ЭМ<sub>1</sub>, ЭМ<sub>2</sub> — электромагниты; ГЦ — гидроцилиндры; Др<sub>1</sub> и Др<sub>2</sub> — дроссели; P<sub>1</sub>–P<sub>4</sub>, P<sub>1гп</sub>, P<sub>2ш</sub>, P<sub>сгп</sub>, P<sub>упр</sub>, P, T — давления рабочей жидкости в соответствующих точках системы; LS — линия чувствительности к нагрузке; ЭУМ — электронный усилитель мощности; МПБУ — микропроцессорный блок управления; НО — навесное оборудование;  $\square$ ,  $\square$  — соответственно измерительные преобразователи перемещения (положения) навесного оборудования и перемещения (положения) золотника гидрораспределителя

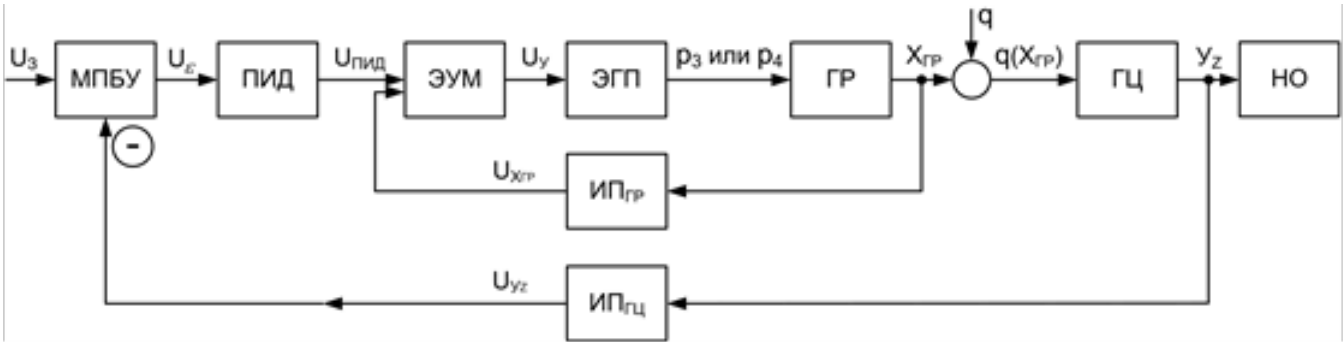


Рисунок 2 — Функціональна схема гідроагрегата наведеного обладнання

1.  $\frac{dx_3}{dt} = v_3,$
2.  $\frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left( \frac{U_y - K_{\text{мв}} v_3}{R} - i \right),$
3.  $\frac{dv_3}{dt} = (K_{\text{Р}} i - p_3 A_3 - \beta_3 v_3 - F_{\text{ТРОЗ}} \text{sign } v_3 - F_{\text{ГД}}) / m_3,$
4.  $\frac{dx_{\text{ГР}}}{dt} = v_{\text{ГР}},$
5.  $\frac{dv_{\text{ГР}}}{dt} = [p_3 (A_{3\text{ОП}} - A_{\text{ХВ}}) - C_{\text{Ш}} (x_{\text{ОГР}} + x_{\text{ГР}}) - F_{\text{ТР.ГР}} - \beta_{\text{ГР}} v_{\text{ГР}} - F_{\text{ГД.ГР}}] / m_{\text{ГР}},$
6.  $\frac{dp_1}{dt} = (q_{\text{ГР.П1}} - A_{\text{П}} v_z) / \left( \frac{V_{\text{ОП}} + A_{\text{П}} y_z}{E_{\text{Ц.П}}} + \frac{V_{\text{Г}}}{E_{\text{Г1}}} \right),$
7.  $\frac{dp_2}{dt} = (A_{\text{Ш}} v_z - q_{\text{ГР.Ш1}}) / \left( \frac{V_{\text{ОШ}} - A_{\text{Ш}} y_z}{E_{\text{Ц.Ш}}} + \frac{V_{\text{Г}}}{E_{\text{Г2}}} \right),$
8.  $\frac{dy_z}{dt} = v_z,$
9.  $\frac{dv_z}{dt} = (A_{\text{П}} p_1 - A_{\text{Ш}} p_2 - F_{\text{СЗ}} - \beta_z v_z - F_{\text{ТРОЗ}} \text{sign } v_z) / m_z,$
10.  $\frac{dx_{\text{КД}}}{dt} = v_{\text{КД}},$
11.  $\frac{dv_{\text{КД}}}{dt} = [A_{\text{КД}} (p_{\text{ДР2}} - p_{\text{ДР1}}) - F_{\text{ПР.КД}} - F_{\text{ГД.КД}} - F_{\text{ТР.КД}} - \beta_{\text{КД}} v_{\text{КД}}] / m_{\text{КД}},$
12.  $\frac{dp_{\text{Н}}}{dt} = \frac{E_{\text{Н}}}{V_{\text{Н}}} (q_{\text{Н}} - q_{\text{НВ}} - q_{\text{НП}} - q_{\text{ГР.П1}} - q_{\text{КД}} - q_{\text{ВП.КД}})$

нелинейностей гидроустройств, переменными коэффициентами расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной рабочей жидкости и др. представлена системой уравнений (3), состоящей из 12 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 7 — нелинейные) в нормальной форме Коши.

В (3)  $v_z, v_{пр}, v_{кл}, v_z$  — соответственно скорости перемещения золотников ЭГП<sub>1</sub>, гидрораспределителя, клапана давления, штока гидроцилиндра;  $x_z, x_{пр}, x_{кл}, y_z$  — перемещения золотников ЭГП<sub>1</sub>, гидрораспределителя, клапана давления, штока гидроцилиндра;  $i$  — электрический ток в цепи катушки электромагнита ЭГП;  $U_y$  — электрическое напряжение на входе электромагнита ЭГП;  $K_{пр}$  — коэффициент противо э.д.с.;  $T_L = L/R$  — постоянная времени электромагнита ЭГП;  $L$  и  $R$  — индуктивность и активное сопротивление цепи электромагнита ЭГП;  $K_{Fi} = F_{эmax} / i_{max}$  — коэффициент тягового усилия электромагнита ЭГП;  $p_1, p_2, p_3$  — давления рабочей жидкости в соответствующих точках схемы,  $p_{др1}, p_{др2}$  — давление на выходе насоса, на дросселях Др<sub>1</sub> и Др<sub>2</sub>;  $A_э$  — площадь золотника ЭГП,  $A_{кл}$  — площадь поперечного сечения золотника клапана давления;  $A_{зол}, A_{ХВ}, A_{П}$  и  $A_{Ш}$  — соответственно площади золотника гидрораспределителя и хвостовика, поршневой и штоковой полости гидроцилиндра;  $C_{пр}$  и  $x_{0пр}$  — коэффициент жесткости и предварительное сжатие центрирующей пружины гидрораспределителя;  $\beta_z, \beta_{пр}, \beta_{кл}, \beta_z$  — коэффициенты жидкостного (вязкого) трения золотников ЭГП, гидрораспределителя, клапана давления и гидроцилиндра;  $F_{тр0э}, F_{тр0z}$  — модуль силы «сухого» трения золотника ЭГП и гидроцилиндра;  $F_{трГР} = F_{тр0ГР} \cdot \text{sign } v_{ГР}$  — сила трения гидрораспределителя,  $F_{трКД} = F_{тр0КД} \cdot \text{sign } v_{КД}$

— сила трения клапана давления;  $F_{ГДэ}, F_{ГДКД}, F_{ГДГР}$  — соответственно гидродинамические силы ЭГП<sub>1</sub>, клапана давления, гидрораспределителя при подъеме навесного оборудования;  $F_{CZ}$  — сила, приведенная к оси гидроцилиндра;  $F_{прКД} = C_{КД}(x_{КД} + x_{пр0КД})$  — сила пружины клапана давления;  $m_z, m_{пр}, m_{кл}$  — соответственно массы подвижных частей золотников ЭГП, гидрораспределителя, клапана давления;  $m_z$  — масса, приведенная к оси гидроцилиндра;  $q_{ГРШ1}$  — расход рабочей жидкости, поступающей через гидрораспределитель в поршневую полость гидроцилиндра при подъеме навесного оборудования;  $q_{ГРШ1}$  — расход рабочей жидкости, поступающей через гидрораспределитель в штоковую полость гидроцилиндра при подъеме рабочего органа;  $V_{01}$  и  $V_{02}$  — начальный объем рабочей жидкости в поршневой полости и штоковой полости гидроцилиндра;  $V_T$  — объем рабочей жидкости в трубопроводе;  $V_H$  — объем рабочей жидкости в выходной полости насоса;  $E_{Г1}, E_{Г2}, E_{СЛР}, E_{ЦШ}, E_H$  — соответственно приведенный объемный модуль упругости трубопроводов 1 и 2, поршневой и штоковой полости гидроцилиндра, насоса;  $q_{НВ}, q_{НП}, q_{УПКД}, q_{КД}$  — соответственно геометрическая подача насоса, утечка и перетечка насоса, расход на управление клапаном давления, расход через щель клапана давления.

Отметим, что в уравнение (3) движения штока гидроцилиндра (поз. 9) входят приведенные сила  $F_{CZ}$  и масса  $m_z$  рабочего органа, определяемые выражениями [6]

$$F_{CZ} = i \cdot G, \tag{4}$$

$$m_z = i^2 \cdot m_{НО} \tag{5}$$

Формулы (4) и (5) отражают результат приведения силы веса  $G$  и массы  $m_{НО}$  вертикально перемещающегося навесного оборудования к оси силового гидроцилиндра.

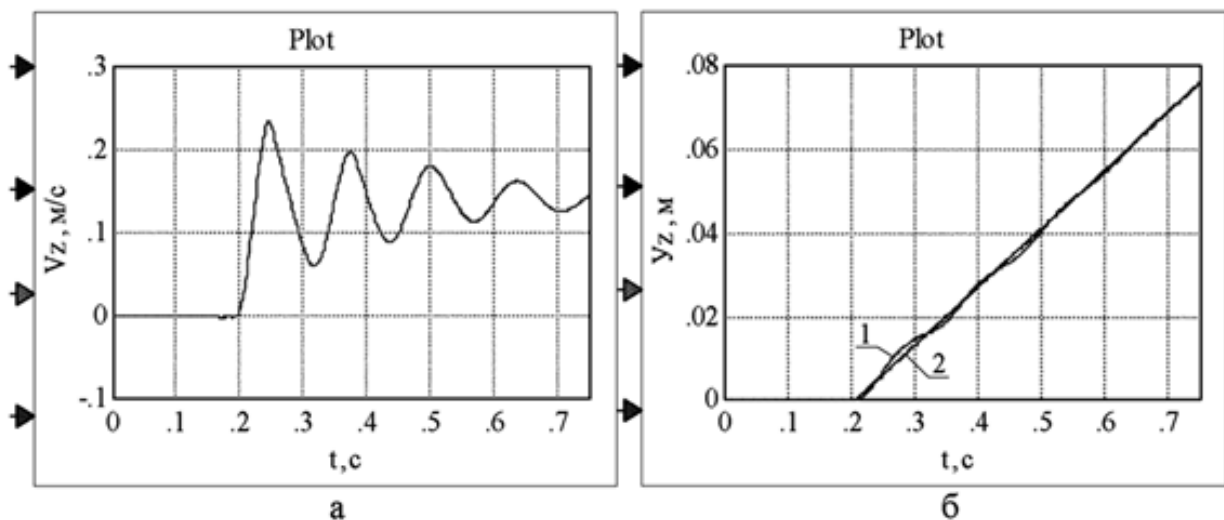


Рисунок 3 — Осциллограммы скорости (а) и перемещения (б) при подъеме навесного оборудования на 0,0772 м



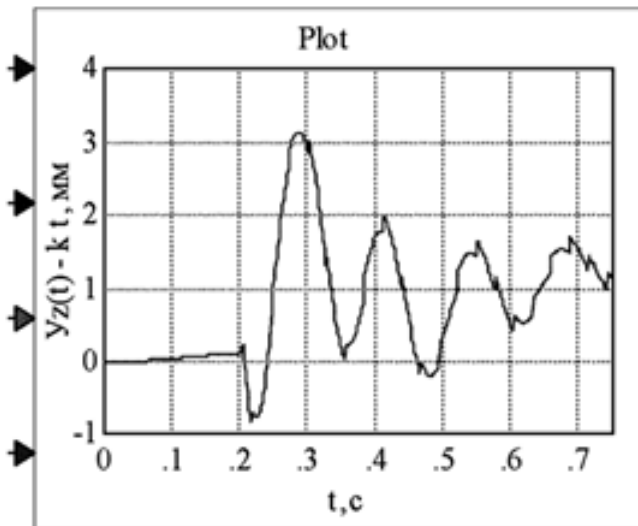


Рисунок 4 — Кривая отклонений перемещения штока гидроцилиндра от прямой  $y_z^* = kt$  при подъеме навесного оборудования

Причем сила  $G$  (как сила сопротивления движению гидроцилиндра) возрастает в  $i_n$  раз, а  $m_{но}$  в  $i_n$  раз, где  $i_n$  — коэффициент кинематической передачи между навесным оборудованием и гидроцилиндром. При  $i_n = 4$  (например, для трактора Т150К) приведенная масса  $m_z$  возрастает в 16 раз, что способствует возникновению значительных колебаний в переходном процессе подъема.

Для получения единственного решения определяются начальные условия (согласно системе уравнений (3) их 12) на основе статической модели и состояния мехатронного гидроагрегата навесного оборудования в момент, предшествующий началу движения.

Следует обратить должное внимание на характер колебаний кривых переходных процессов скорости штока гидроцилиндра при подъеме навесного оборудования: ни на одной осциллограмме скорость не меняет знак [4, 6]. В качестве примера на рисунке 3 показаны кривые скорости  $v_z(t)$  и перемещения  $y_z(t)$  в мехатронном гидроагрегате без корректирующего устройства для приведенных к оси гидроцилиндра значений силы сопротивления со стороны навесного оборудования 60 кН и массы 24500 кг как наибольшей силы веса навесного оборудования для трактора Т150К. Из рисунка 3,а видно, что первый пик скорости равен 0,23 м/с, второй пик через период колебаний — 0,2 м/с, третий пик через следующий период — 0,18 м/с, т.е. колебания значительны по отношению к значению 0,14 м/с установившейся скорости.

Однако кривая перемещения  $y_z(t)$  (рисунок 3, б, кривая 1) лишь незначительно отклоняется от прямой (рисунок 3, б, поз. 2)  $y_z^* = kt$ , где  $k$  — тангенс угла наклона прямой к оси абсцисс, равный отношению значения перемещения в конце переходного процесса и выхода на установившееся движение к интервалу времени перемещения. На рисунке 4 в увеличенном масштабе (в мм) показана кривая отклонения  $y_z(t)$  от прямой  $y_z^* = kt$  в процессе подъема навесного оборудования. Максимальное отклонение при 0,3 с составило 3 мм. Отсутствие существенных колебаний кривой  $y_z(t)$  связано с тем, что скорость  $v_z(t)$  при значительных колебаниях не принимает отрицательных значений.

Рассмотрим существенные колебания давления в нагнетательной полости гидроцилиндра и давления на выходе насоса (рисунок 5). Значение первого пика давления составляет 26,1 МПа (рисунок 5, а), что превышает допустимое значение 25 МПа при эксплуатации. Второй пик

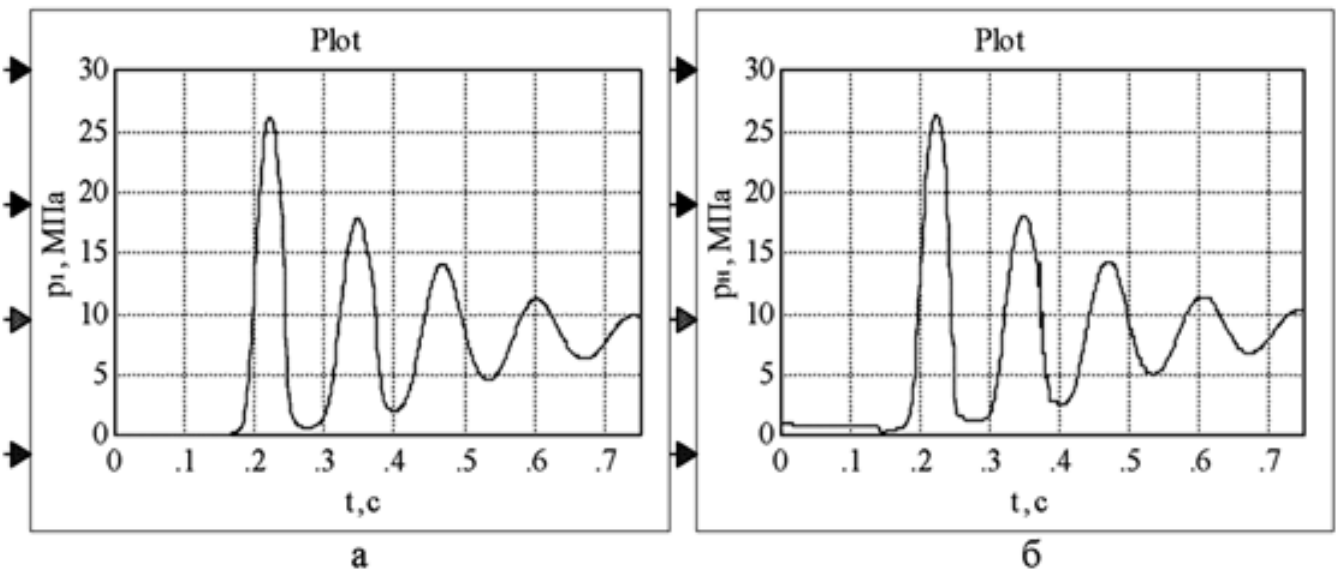


Рисунок 5 — Кривые колебаний давления  $p_1(t)$  (а) и  $p_н(t)$  (б) при подъеме навесного оборудования в мехатронном гидроагрегате без корректирующего устройства

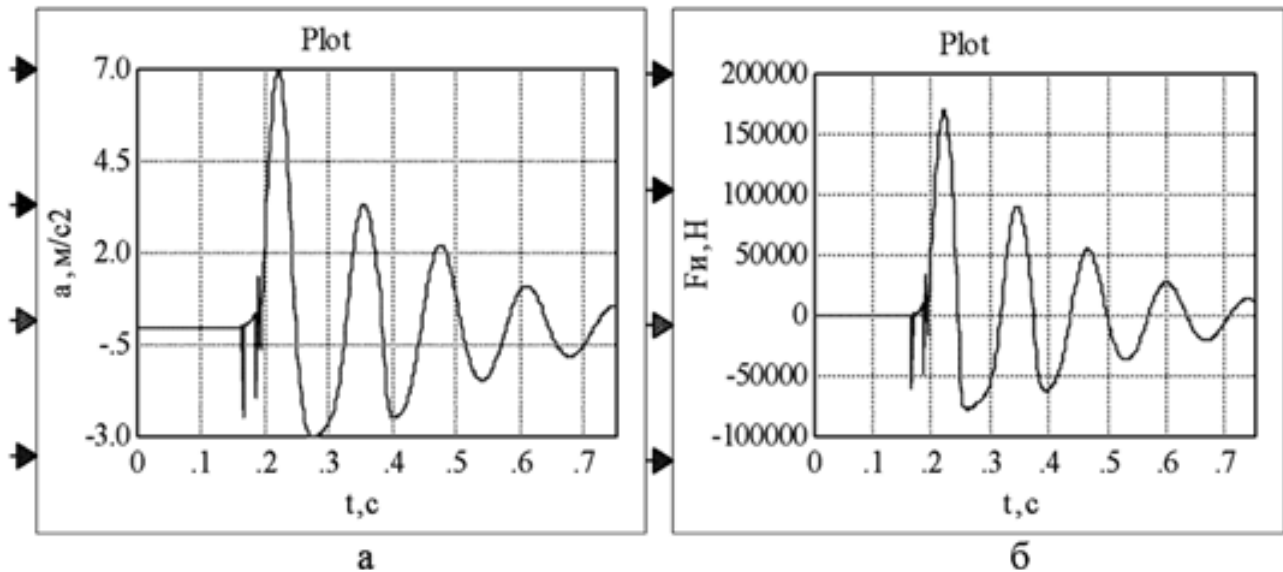


Рисунок 6 — Кривые ускорения и инерционной силы в мехатронного гидроагрегата без корректирующего устройства в процессе разгона при подъеме навесного оборудования на 0,4 м: а — кривая ускорения; б — кривая инерционной силы

через период равен 18 МПа, значение третьего через последующий период — 14 МПа. Такие же колебания с несколько большими значениями первых трех колебаний возникают на выходе шестеренного насоса (рисунок 5, б).

Колебания скорости гидромеханической части мехатронного гидроагрегата при переходном процессе подъема навесного оборудования (разгоне) сопровождаются значительными ускорениями (рисунок 6, а) и силами инерции (рисунок 6, б) в кинематической цепи «навесное оборудование — шток гидроцилиндра». Первый пик ускорения составляет  $7 \text{ м/с}^2$  (близкий к земному ускорению), что влияет на надежность элементов кинематической цепи. Не лучше обстоит дело с инерционной силой  $F_{и}$ , равной произведению приведенной массы на ускорение. Первый пик равен 170 кН, что превышает в 2,83 раза максимально допустимый для трактора Т150К приведенный к оси гидроцилиндра вес навесного оборудования (60 кН).

Хотя при меньших весе и массе навесного оборудования значения указанных выше переменных при переходных процессах существенно снижаются, но проблема динамической компенсации колебаний остается актуальной. Отметим также, что в работах [1–4] за критерий оптимальности был принят критерий (2), который непосредственно не контролирует давление в нагнетательной полости силового гидроцилиндра) при подъеме навесного оборудования.

Таким образом, на основе имеющихся результатов в рассматриваемой области с целью дальнейшего повышения эффективности динамической компенсации колебаний мехатронного гидроагрегата путем синтеза корректирующего устройства необходимо следующее:

1. Сформулировать теоретические и практические аспекты по решению проблемы динамической компенсации колебаний в мехатронных гидроагрегатах

мобильных машин, по выбору структуры и модели корректирующего устройства, по месту включения его в устройстве управления мехатронного гидроагрегата и др.

2. Рассмотреть в качестве отдельного критерия или второго слагаемого критерия оптимальности (2), в котором давление  $p_1$  входит явно.

3. Обосновать выбор величины ограничения давления  $p_1$  для ввода в критерий как эталонного.

4. Выполнить численные эксперименты с принятым критерием (или слагаемым) давления  $p_1$  и дать оценку.

### Результаты исследования

Рассмотрим общую идею динамической компенсации влияния объекта управления на динамические характеристики системы. Для регуляторов применительно только к линейным системам в теории автоматического управления разработаны методы синтеза непрерывных и дискретных систем. К числу таких устройств относятся параметрически оптимизируемые ПИ и ПИД-регуляторы. Известна целесообразность их применения для многоконтурных, нелинейных компьютерных систем управления частотой вращения регулятора гидротурбин большой мощности, включающих механические, гидравлические и электрические элементы [7–10].

В теории линейных систем разработаны также методы синтеза регуляторов (устройств), основанных на задании желаемых передаточных функций, связанных с расположением корней характеристического уравнения замкнутой системы [11]. Существуют различные подходы к выбору этих корней. Если все корни выбираются одинаковыми, причем действительными и равными, то характеристическое уравнение  $n$ -го порядка обращается в бином Ньютона. Соответствующие стандартные



Рисунок 7 — Структурная схема замкнутой линейной системы с компенсатором

формы получили название биномиальных. Известны стандартные формы Баттерворта и формы на основе интеграла от взвешенного модуля ошибки управления (ИВМО). Это позволило проектировать для линейных систем компенсационные регуляторы — дополнительные устройства, включаемые обычно последовательно с объектом управления и обеспечивающие в замкнутой системе выполнение необходимых требований к характеру переходного процесса [12].

На рисунке 7 показана замкнутая линейная система управления с компенсационным устройством в прямой цепи, где передаточная функция объекта управления и компенсатора обозначены через  $W_0$  и  $W_k$ .

В соответствии с требованиями к характеру переходного процесса задается желаемая передаточная функция замкнутой системы  $W_{зам}$

$$W_{зам}(S) = \frac{y(S)}{x(S)} = \frac{W_0(S)W_k(S)}{1 + W_0(S)W_k(S)}$$

а затем рассчитывается передаточная функция компенсатора

$$W_k(S) = \frac{1}{W_0(S)} \cdot \frac{W_{зам}(S)}{1 - W_{зам}(S)} \quad (6)$$

Здесь  $S$  — оператор Лапласа.

Если передаточная функция объекта и замкнутой системы заданы в общем виде

$$W_0(S) = \frac{C_0}{b_0 S^r + b_1 S^{r-1} + \dots + b_{r-1} S + 1} \quad (7)$$

$$W_{зам}(S) = \frac{\alpha_0}{S^n + \alpha_1 S^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} S + \alpha_0} \quad (8)$$

то передаточная функция компенсатора, вычисленная по формуле (6) с учетом (7) и (8), имеет вид

$$W_k(S) = \frac{\alpha_0 (b_0 S^r + b_1 S^{r-1} + \dots + b_{r-1} S + 1)}{(S^n + \alpha_1 S^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} S) C_0} \quad (9)$$

Условие физической реализуемости передаточной функции компенсатора состоит в том, что  $n > r$ . Из сравнения формул (7) и (9) следует, что введение компенсатора как бы снижает порядок дифференциального уравнения объекта, а следовательно, обеспечивает динамические характеристики согласно выбранной стандартной форме.

Таким образом, синтез линейной системы с применением компенсационного устройства (корректирующего устройства) выполняется без параметрической оптимизации, а его передаточная функция определяется по заданной желаемой передаточной функции замкнутой системы и передаточной функции объекта управления в общем случае с помощью ЭВМ.

В монографии [13] сформулированы общие принципы динамической компенсации, основным содержанием которых является возможность не учитывать динамику объекта при синтезе компенсационного (корректирующего) устройства (корректирующего устройства). В основе первого принципа лежит условие точного равенства оператора  $A$  замкнутой системы эталонному оператору  $A^э$ , из которого следует формула оператора корректирующего устройства

$$A_{ку} = A_0^{-1} (1 - A^э)^{-1} A^э \quad (10)$$

где  $A_0$  — обратный оператор объекта.

В выражении (10)  $A^э$  и  $A_0$  известны, и следовательно, принципиально возможен расчет  $A_{ку}$  в соответствии с рассматриваемым принципом полной компенсации динамики объекта. Схема на рисунке 8 иллюстрирует процесс компенсации. Согласно этой схеме оператор  $A_{ку}$  разомкнутой системы определяется формулой

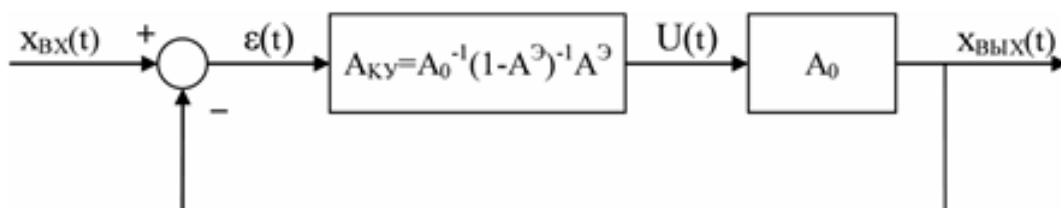


Рисунок 8 — Схема синтезированной системы



$$A_p = A_0^{-1} (1 - A^{\circ})^{-1} A^{\circ} A_0$$

и равенство оператора замкнутой системы эталонному оператору обеспечивается компенсацией влияния на  $A^{\circ}$  оператора объекта  $A_0$  за счет наличия обратного оператора  $A_0^{-1}$ . Здесь оператор определяется как математическая зависимость, которая ставит в соответствие каждой функции  $x_{\text{вх}}(t)$  из заданного класса функций  $X_{\text{вх}}$  функцию  $x_{\text{вых}}(t)$  из класса функций  $X_{\text{вых}}$ . Функции  $x_{\text{вых}}(t) \in X_{\text{вых}}$  называются образами оператора, а функции  $x_{\text{вх}}(t) \in X_{\text{вх}}$  — его прообразами [13].

В основе второго принципа лежит следующая идея: задается оператор корректирующего устройства, зависящий от параметров  $r_1, r_2, \dots, r_m$ , т.е.  $A_{\text{КУ}}(r_1, r_2, \dots, r_m)$ ; задаются эталонное управляющее воздействие  $x_{\text{вх}}^{\circ}(t)$  и эталонная реакция на это воздействие  $x_{\text{вых}}^{\circ}(t)$ . Проблема синтеза состоит в определении таких значений параметров  $r_1^*, r_2^*, \dots, r_m^*$ , которые обеспечили бы близость реального выходного сигнала  $x_{\text{вых.р}}(t, r_1, r_2, \dots, r_m)$  и эталона  $x_{\text{вых}}^{\circ}(t)$ . Для реализации данного принципа необходимо знать обратный оператор замкнутой системы, явно зависящий от параметров корректирующего устройства. Это чрезвычайно сложная задача, решение которой возможно в исключительно простых случаях. Практически необходимо использовать численные методы решения дифференциальных уравнений.

Третий принцип состоит в том, что в основе решения задачи лежит условие достижения приближенного равенства правой и левой частей операторного уравнения замкнутой системы за счет выбора параметров корректирующего устройства. Достоинство последнего подхода состоит в том, что он не требует нахождения обратного оператора. Это принципиальное упрощение задачи, и по рекомендации работы [13] его можно применить к широкому классу систем, включая линейные нестационарные и нелинейные системы, системы с запаздыванием и т.д. Однако пути решения задачи синтеза на базе рекомендованного третьего принципа применительно к нелинейным системам не предложены.

Выбор структуры корректирующего устройства предлагается основывать на следующих соображениях и результатах предварительных исследований. Объектом управления мехатронного гидроагрегата является навесное оборудование, которое включает навесное устройство с сельхозорудием и кинематическую цепь, связывающую его со штоком силового цилиндра. Приведенные к оси гидроцилиндра вес и масса навесного оборудования, входят в дифференциальное уравнение первого порядка (поз. 9 системы (3)) относительно скорости гидроцилиндра и второго порядка относительно перемещения. Уравнение 9 через давления  $p_1$  и  $p_2$ , расходы  $q_1$  и  $q_2$  связано со всеми остальными 11ю уравнениями модели мехатронного гидроагрегата. По аналогии с линейными системами желательно располагать моделью с меньшим числом связей, но с приближенными динамическими характеристиками.

В 1960-е годы акад. А. Ю. Ишлинским была высказана гипотеза: основной характер переходного процесса системы, описываемой дифференциальным уравнением высокого порядка, можно получить с помощью преобразованного дифференциального уравнения 3-го или 2-го порядка (т.е. существенно понизив порядок исходного уравнения). Целый ряд выполненных исследований путем поиска путей обоснованных допущений и преобразований (на уровне кандидатских диссертаций) подтвердили право на существование этой гипотезы в качестве приближенной оценки динамики системы.

Поиск такого подхода привел к следующему. Основная масса рабочей жидкости и инерционность мехатронного гидроагрегата сосредоточены в узле «гидрораспределитель—гидроцилиндр—навесное оборудование» и скорость движения при колебаниях положительна (не меняет знака). Считая уравнение движения (поз. 9 системы (3)) линейным, принимаем условно за преобразованную модель мехатронного гидроагрегата с навесным оборудованием следующие линеаризованные уравнения [14]:

- располагаемое приращение расхода на выходе гидрораспределителя

$$\Delta q_{\text{гр.р}} = K_{q_x} \cdot \Delta x_{\text{гр}} - K_{q_{p_1}} \cdot \Delta p_{\text{д}}; \quad (11)$$

- требуемое приращение расхода для перемещения поршня гидроцилиндра

$$\Delta q_{\text{ц.треб}} = A_p \cdot \Delta v + \frac{V}{2E} \cdot \Delta \dot{p}_{\text{д}}; \quad (12)$$

- неразрывность приращений расходов в системе

$$\Delta q_{\text{гр.р}} = \Delta q_{\text{ц.треб}} = \Delta q; \quad (13)$$

- движение поршня цилиндра в приращениях определяется при  $\Delta F_c = 0$  (нагрузке) уравнениями

$$m \cdot \Delta \dot{v} = A_n \cdot \Delta p_{\text{д}}, \quad \Delta v = \int_0^t \Delta \dot{v} dt, \quad \Delta y = \int_0^t \Delta v dt. \quad (14)$$

Здесь

$$K_{q_x} = \mu b \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (p_H - p_{\text{д}}^*)}, \quad (15)$$

$$K_{q_{p_2}} = \frac{\mu b \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot x^*}{4 \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (p_H - p_{\text{д}}^*)}}, \quad (16)$$

$$p_{\text{д}}^* = \frac{F_c}{A_n}, \quad (17)$$

где  $p_{\text{д}}$ ,  $x^*$  — давление нагрузки и положение золотника гидрораспределителя в точке линеаризации.

Решая совместно уравнения (11)–(14), получим

$$\frac{m v}{2EA_n^2} \frac{d^2 \Delta v}{dt^2} + \frac{m K_{q_{p_2}}}{A_n^2} \frac{d \Delta v}{dt} + \Delta v = \frac{K_{q_x}}{A_n} \Delta x \quad (18)$$

Или, введя обозначения,

$$T_M = \frac{m}{A_n^2} \cdot K_{q_{p_2}}, \quad T_M = \frac{m}{A_n^2} \cdot K_{q_{p_2}}, \quad (19)$$

в формулу (18), получаем

$$T_r T_M \frac{d^2 \Delta v}{dt^2} + T_M \frac{d \Delta v}{dt} + \Delta v = K_{v_x} \Delta x \quad (20)$$

Так как для большинства гидросистем  $T_M < 4T_r$  то корни характеристического уравнения (20) являются комплексными и дифференциальное уравнение (20) можно представить следующим образом:

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta v}{dt^2} + 2DT_k \frac{d \Delta v}{dt} + \Delta v = K_{v_x} \Delta x \quad (21)$$

где  $T_M = \frac{m}{A_n^2} \cdot K_{qp}$  — постоянная времени колебательного звена,  $D = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_M}{T_r}}$  — коэффициент относительного демпфирования.

Для однозначного решения необходимо принять начальные условия  $\Delta p_i(0) = \Delta v(0) = \Delta y(0) = \Delta q = 0$

Преобразуя выражение (21) по Лапласу, с учетом нулевых начальных условий, получаем

$$(T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1) \Delta v(S) = K_{v_x} \Delta x(S) \quad (22)$$

а, следовательно, передаточную функцию по приращению скорости

$$W_{\Delta v}(S) = \frac{\Delta v(S)}{\Delta x(S)} = \frac{K_{v_x}}{T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1} \quad (23)$$

и по приращению пути

$$W_{\Delta y}(S) = \frac{\Delta y(S)}{\Delta x(S)} = \frac{\Delta v(S)}{S \Delta x(S)} = \frac{K_{v_x}}{S(T_k^2 S^2 + 2DT_k S + 1)} \quad (24)$$

Здесь  $S$  — оператор Лапласа.

На рисунке 9, а показана кривая скорости  $\Delta v$ , полученная на основании (24) с основными параметрами нелинейной модели (3) мехатронного гидроагрегата (это  $m_{пп} = 8000$  кг,  $F_c = 20000$  Н,  $A_{п1} = 0,01$  м<sup>2</sup>,  $V = 0,0075$  м<sup>3</sup>,  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>,  $p_H = 10$  МПа, в качестве допущений  $\mu = 0,65$ ,  $E = 10^3$  МПа, хотя они переменные). При визуализации искусственно было введено запаздывание 0,2 с для сравнения с кривой

модели мехатронного гидроагрегата (рисунок 9, б). Однако достаточно изменить точку линеаризации с  $2 \cdot 10^4$  м на  $4 \cdot 10^4$  м как переходный процесс кардинально изменился (рисунок 9, в).

Здесь важно то, что структура и модель корректирующего устройства может быть представлена следующим образом: произведением передаточной функции идеального дифференцирующего звена третьего порядка (в основном компенсирующего динамику объекта управления мехатронного гидроагрегата) и передаточной функции звена, не меньше третьего порядка  $S$  в знаменателе (для физической реализуемости) и постоянного числа в числителе. Такая модель корректирующего устройства с помощью передаточной функции третьего порядка имеет следующий вид

$$W_k(S) = \frac{K_1 S^3 + K_2 S^2 + K_3 S + K_4}{a_1 S^3 + a_2 S^2 + a_3 S + a_4} \quad (25)$$

Так как основная функция при динамической компенсации выполняется операцией дифференцирования, то необходимо, чтобы выбор параметров  $a_1$  —  $a_4$  передаточной функции 3-го порядка  $S$  способствовал процессу компенсации.

На рисунке 10, а показана реакция звена 3-го порядка на единичное ступенчатое воздействие практически в виде прямой в интервале времени (0 — 0,75 с).

Для достижения линейной зависимости, способствующей динамической компенсации колебаний, методом проб и ошибок были найдены значения  $a_1 = 0,0001$ ,  $a_2 = 0,01$ ,  $a_3 = 0,1$ ,  $a_4 = 0,1$ . Как следует из выражения (25) передаточная функция корректирующего устройства представляет сумму параллельно соединенных передаточных функций идеальных дифференцирующих звеньев, каждое из которых последовательно соединено с одним и тем же звеном 3го порядка. На рисунках 10, б — 10, г показаны осциллограммы выходных сигналов каждого такого комбинированного звена при подаче входного единичного сигнала и значений  $K_1 = K_2 = K_3 = K_4 = 1$ .

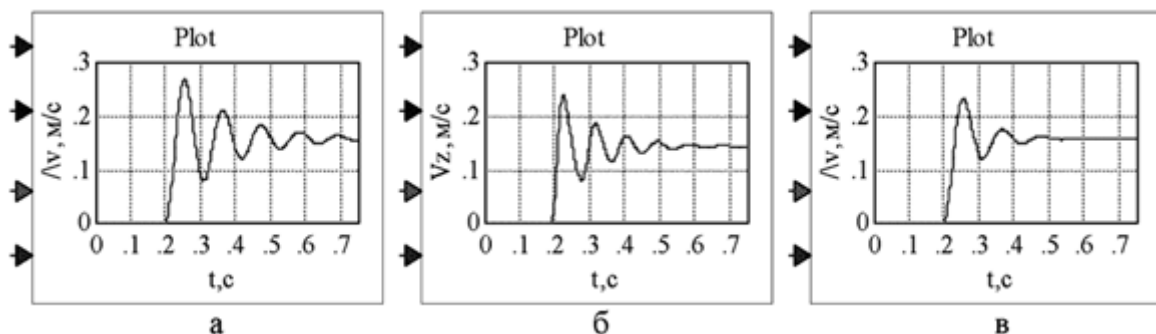


Рисунок 9 — Кривые скорости поршня гидроцилиндра в режиме подъема навесного оборудования:

а — получена при вычислении уравнения (21) (точка линеаризации  $2 \cdot 10^4$  м);

б — получена при вычислении системы уравнений (3) мехатронного гидроагрегата без корректирующего устройства ;

в — получена при вычислении уравнения (21) (точка линеаризации  $4 \cdot 10^4$  м)

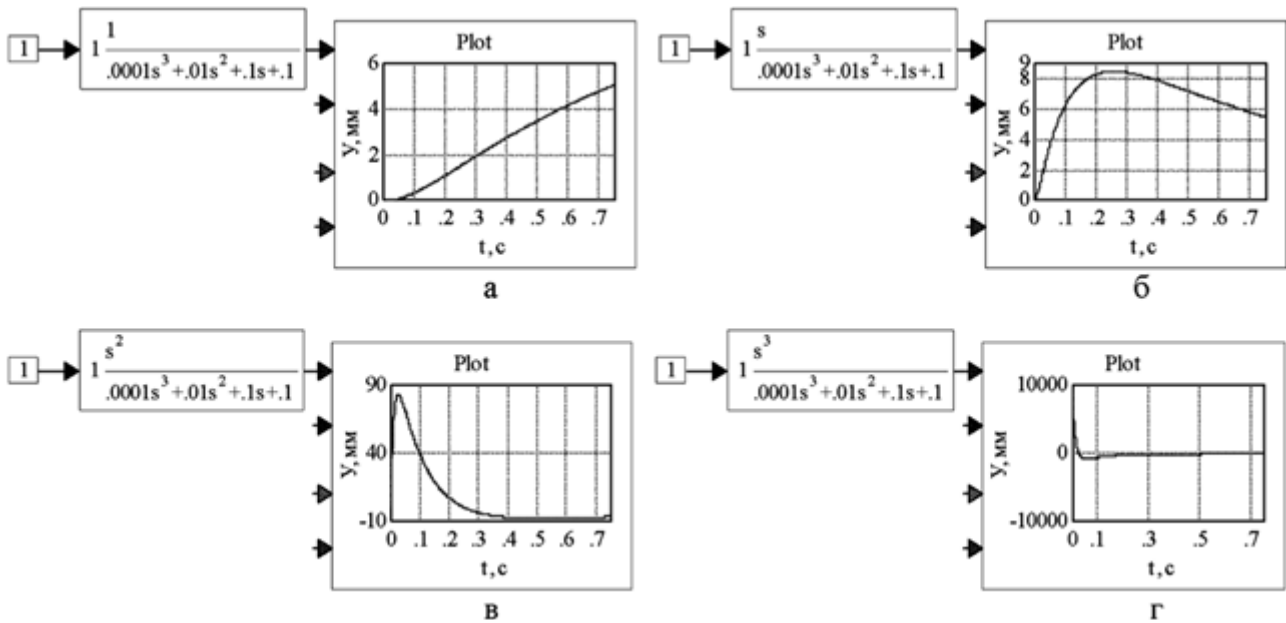


Рисунок 10 — Прохождение единичного ступенчатого сигнала через составляющие передаточной функции корректирующего устройства согласно формуле (25): а — нулевой порядок дифференцирования; б — первый порядок дифференцирования; в — второй порядок дифференцирования; г — третий порядок дифференцирования



Рисунок 11 — Схема этапов синтеза

Обращает на себя внимание, что выходной сигнал (рисунок 10, в) при  $t = 0,25$  с принимает отрицательные значения, что препятствует процессу динамической компенсации, а выходной сигнал (рисунок 10, г) при включении достигает очень больших значений.

**Синтез корректирующего устройства**

Для гидроагрегатов технологического оборудования схема этапов синтеза представляется в следующем виде (рисунок 11).

Синтез корректирующего устройства выполняется на основе модели (3) мехатронного гидроагрегата навесного оборудования с дополнением уравнений устройства управления, которые представлены диаграммой вычислительных блоков в программной среде VisSim (рисунок 12).

Блоки с надписями элементов или функций (компаундблоки), позволяют укрупнено изобразить основные связи в устройстве управления мехатронного гидроагрегата. С другой стороны компаундблоки сами по себе включают значительное число блоков.

Например, компаундблок корректирующего устройства с оптимальными параметрами: он в раскрытом виде изображен на рисунке 13.

Аналогично построены и другие компаундблоки.

В процессе выполнения исследований по синтезу корректирующего устройства за критерий многопараметрической оптимизации  $K_1 - K_4$  принималась формула (2) [3, 4]. Вполне естественно возникает вопрос о критерии, который бы явно при оптимизации влиял на отклонения как скорости штока гидроцилиндра (и фактически навесного оборудования) от желаемой (эталонной) скорости, так и давления  $p_1$  относительно установившегося его значения  $p_{уст}$ . В этом случае критерий можно представить следующим выражением

$$I = \left[ \int_0^{t_x} |v_z(t) - v_{жел}(t)| dt + \int_0^{t_x} \Delta p(t) dt \right] \cdot 100. \% \rightarrow m \quad (26)$$

где 
$$\Delta p(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } p_1(t) \leq p_{уст} \\ \frac{p_1(t) - p_{уст}}{p_{уст}} & \text{при } p_1(t) > p_{уст} \end{cases}$$

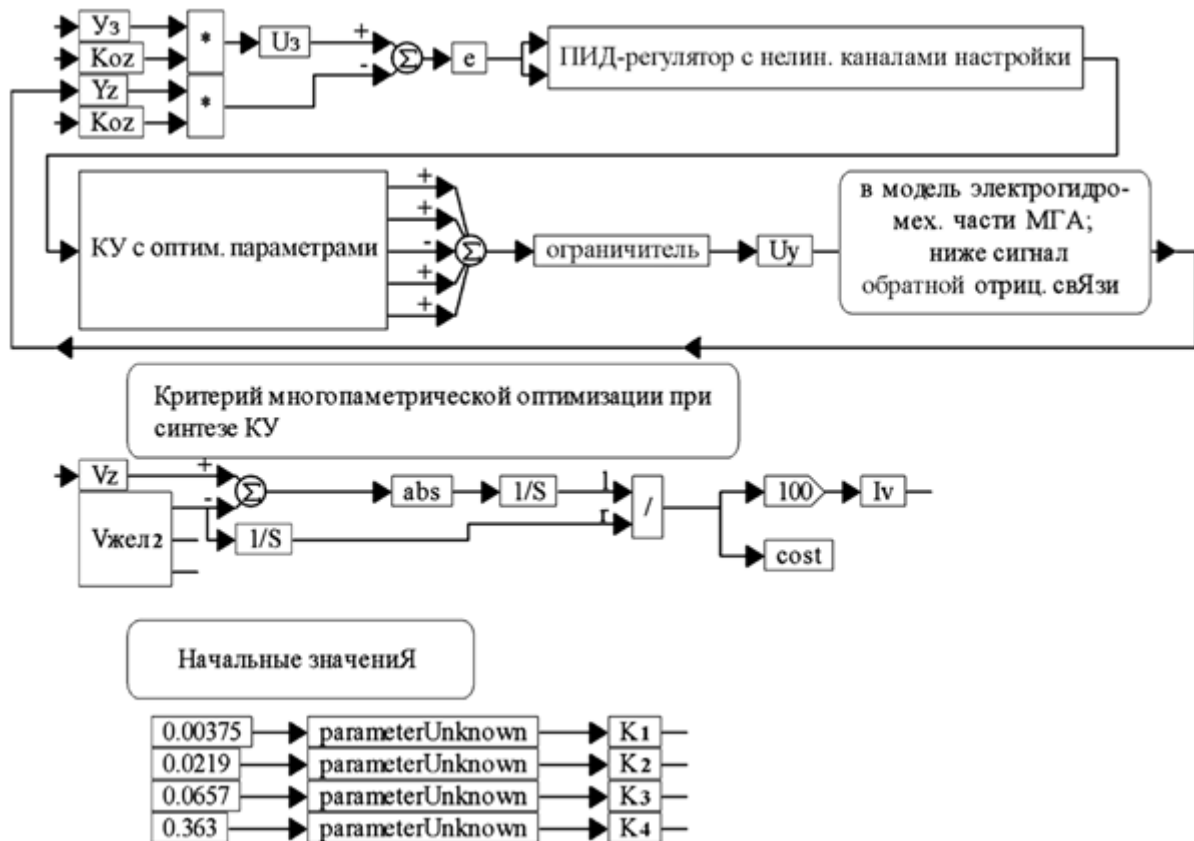


Рисунок 12 — Структурнофункциональная схема устройства управления, критерия оптимизации и начальных значений при синтезе, представленная диаграммой вычислительных блоков в программной среде VisSim



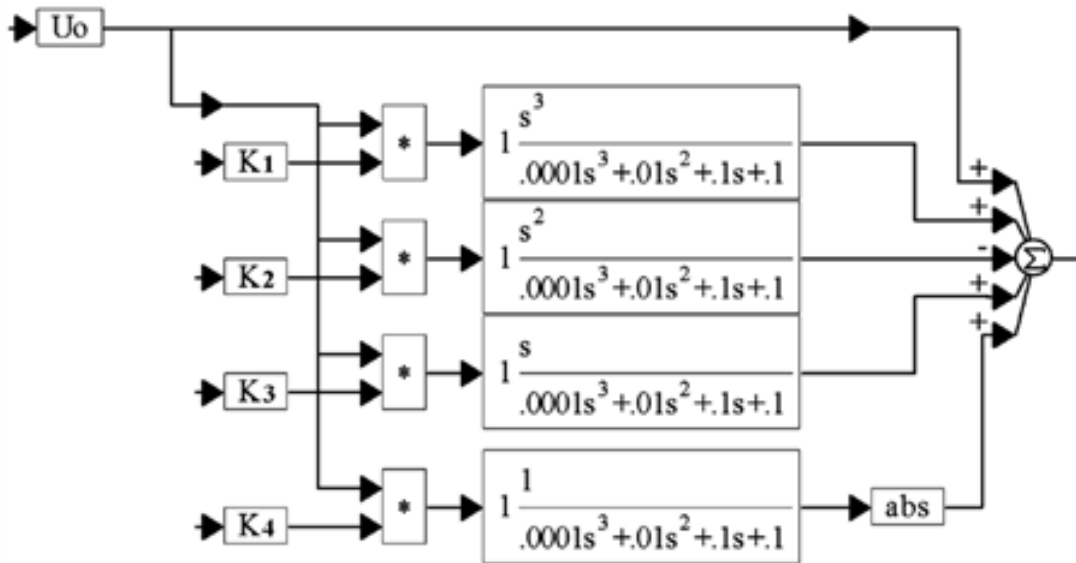


Рисунок 13 — Компаундблок коректуючого пристрою, в який входить синтезовані коректуючі пристрої з передавочними функціями, блоки оптимальних коефіцієнтів ( $K_1$  —  $K_2$ ) і сумматор

Обозначим слагаемые формулы (26) соответственно через  $I_v$  и  $I_p$ . Значения  $p_{уст}$  и время выхода на установившееся движение для каждой массы навесного оборудования будет различным.

На рисунке 14 показаны кривые давления  $p_1$  для нагрузки  $G = 5000 \text{ Н}$  при подъеме без коректующего устройства (рисунок 14, а), с коректующим устройством, синтезованного по составляющей  $I_v$  (рисунок 14, б) критерия (26) и по критерию  $I$  (26) (рисунок 14, в). С вводом синтезованного коректующего устройства по критерию  $I_v$  существенно снижаются амплитуды первых трех колебаний  $p_1$  (рисунок 14, б) и уменьшается время колебаний, что видно из сравнений кривых на рисунках 14, а и 14, б. При вводе в мехатронный гидроагрегат коректующего устройства, синтезованного по критерию  $I$  (т. е. с  $I_p$ ), происходит дополнительное незначительное снижение амплитуд  $p_1$  (рисунок 14, в).

В таблице 1 приведены значения первых трех амплитуд ( $A_1, A_2$  и  $A_3$ ) давления  $p_1$  для трех нагрузок 5000, 10000 и 15000 Н при подъеме навесного оборудования и значения  $p_{уст}$ .

Анализ данных таблицы 1 показывает, что основная динамическая компенсация колебаний давления  $p_1$  осуществляется при вводе коректующего устройства, синтезованного по критерию  $I_v$  (рисунок 14, б). При вводе коректующего устройства, синтезованного по критерию  $I$  (рисунок 14, в) амплитуда  $A_1$  практически не снижается, амплитуды  $A_2$  и  $A_3$  уменьшаются на 1—2,5% в зависимости от нагрузки.

В таблице 2 показаны дополнения к данным таблицы 1 в части значений критериев  $I_v$  и  $I_p$ , оптимальных и начальных значений коэффициентов  $K_1$ — $K_4$  при синтезе коректующего устройства для трех значений нагрузок.

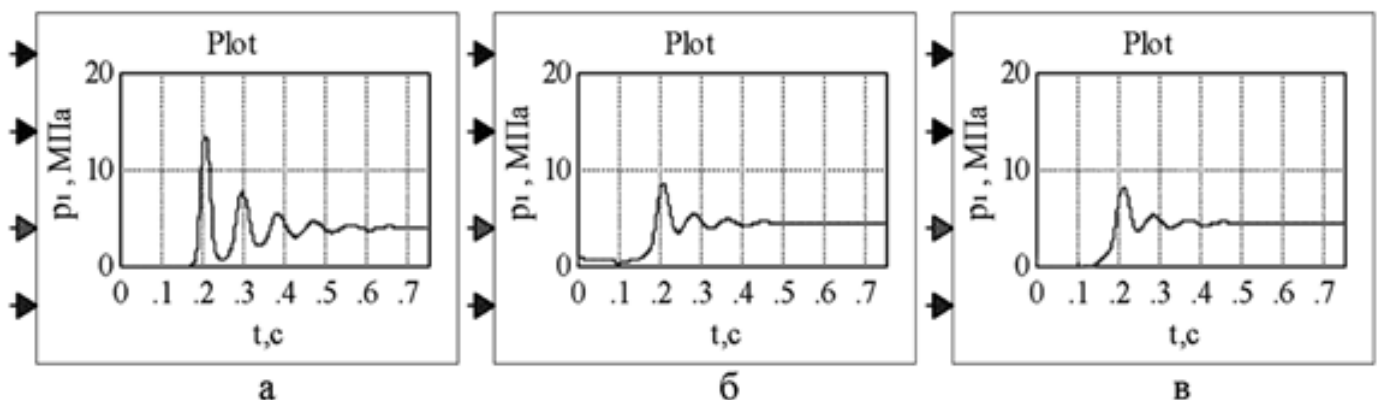


Рисунок 14 — Кривые давлений  $p_1$  при подъеме навесного оборудования весом 5000 Н: а — в мехатронном гидроагрегате без коректующего устройства; б — в мехатронном гидроагрегате с синтезованным коректующим устройством по критерию  $I = I_v + I_p$ ;

Таблиця 1 — Результати досліджень по оцінці синтезу коректуючого пристрою за критеріями  $I_v$  і  $I = I_v + I_p$

G, H	$P_{уст}$ , МПа	без КУ			с КУ по критерію $I_v$			с КУ по критерію $I$		
		$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_1$	$A_2$	$A_3$
		МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа
5000	4,3	13,6	7,82	5,6	8,04	5,16	4,57	7,8	4,98	4,43
10000	6,1	20,5	12,95	10,5	12	7,69	6,91	12	7,03	6,59
15000	8,3	26,07	17,95	14,1	16,1	8,97	8,63	15,9	8,91	8,63

Таблиця 2 — Значення критеріїв оптимізації  $I_v$  і  $I_p$  коефіцієнтів  $K_1—K_4$  при синтезі коректуючого пристрою тільки по  $I_v$  і по  $I = I_v + I_p$

G, H	$I_v, \%$	$I = I_v + I_p$		Оптимальные значения				Начальные значения			
		$I_v$	$I_p$	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_{10}$	$K_{20}$	$K_{30}$	$K_{40}$
5000	3,28	2,7	2,51	$2,343 \cdot 10^{-3}$	$9,95 \cdot 10^{-3}$	$-9,51 \cdot 10^{-3}$	0,719	$2,39 \cdot 10^{-3}$	$9,95 \cdot 10^{-3}$	$4,02 \cdot 10^{-3}$	0,668
10000	3,92	3,56	5,04	$2,675 \cdot 10^{-3}$	$1,227 \cdot 10^{-2}$	$-7,04 \cdot 10^{-3}$	0,65	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$1,218 \cdot 10^{-2}$	$-6,73 \cdot 10^{-3}$	0,65
15000	4,26	4,26	4,56	$3,758 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$6,573 \cdot 10^{-3}$	0,36	$3,75 \cdot 10^{-3}$	$2,19 \cdot 10^{-2}$	$6,57 \cdot 10^{-2}$	0,363

**Показатель, позволяющий оценить степень динамической компенсации колебаний**

При синтезе коректуючого пристрою і вводе его в модель мехатронного гидроагрегата можно наблюдать при разной нагрузке и разных значениях газовой составляющей в рабочей жидкости различие в динамической компенсации колебаний. Здесь нужно учитывать следующее:  $v_{жел}$  (рисунок 15, б) представляет собой монотонную кривую без колебаний.

С другой стороны, например, кривая  $v_z(t)$  (рисунок 15, а), полученная при моделировании мехатронного гидроагрегата при подъеме навесного оборудования весом 5000 Н без коректуючого пристрою, имеет для этого веса наибольшую колебательность  $v_z(t) - v_{жел}(t)$  (рисунок 15, в). При вводе коректуючого пристрою в мехатронный гидроагрегат с навесным оборудованием весом 5000 Н колебания существенно снизились (рисунок 15, г). Не

скомпенсированная колебательность  $v_z(t) - v_{жел}(t)$  показана на рисунке 15, д.

Кривые  $v_z(t)$  (обозначим их через  $v_{zc}(t)$ ), полученные при моделировании мехатронного гидроагрегата с синтезированными коректуючими пристрою для различных нагрузок, при различных значениях  $m_0$  газосодержания двухфазной рабочей жидкости остаются кривыми, с меньшим числом колебаний, с уменьшенными амплитудами, но с оставшимися колебаниями. Если найти разность кривых  $v_z(t) - v_{жел}(t)$ , где временное смещение  $v_{жел}(t)$  обеспечивает совпадение начала отсчета этих кривых, то получим кривую оставшихся, некомпенсированных, исходных колебаний (аналогично изображенной на рисунке 15, д). Такую кривую скорости обозначим через  $v_{нк}(t)$ . Тогда  $v_{zc}(t)$  можно представить суммой двух слагаемых  $v_{жел}(t) + v_{нк}(t)$ , а выражение

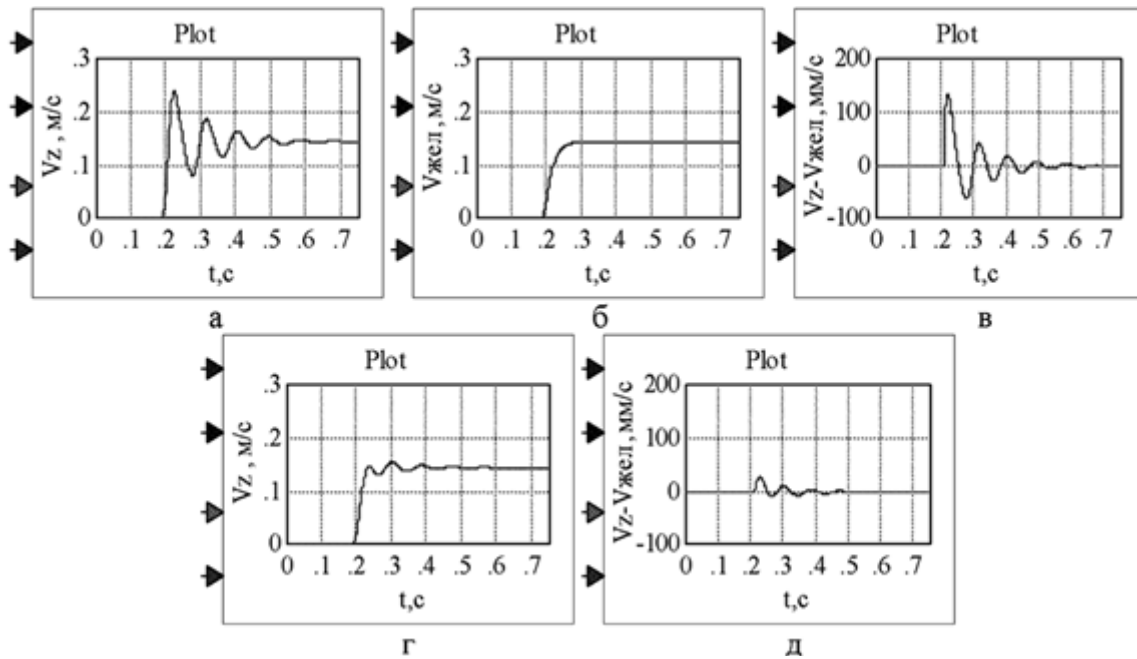


Рисунок 15 — Кривые скорости поршня гидроцилиндра, эталонной скорости, разности скоростей, иллюстрирующие путь определения показателя снижения колебаний: а — кривая скорости поршня гидроцилиндра в мехатронном гидроагрегате без корректирующего устройства ; б — эталонная кривая скорости; в — разность  $v_z(t) - v_{жел}(t)$ ; г — скорость  $v_z(t)$  в мехатронном гидроагрегате с корректирующим устройством ; д — разность скоростей в мехатронном гидроагрегате с корректирующим устройством

$$I_c = \int_0^{t_z} |v_{zc}(t) - v_{жел}(t)| dt = \int_0^{t_z} |v_{нк}(t)| dt \quad (27)$$

рассматривать, как оставшуюся колебательность, в виде длины отрезка, несущего эту информацию. Здесь  $v_{жел}(t)^*$  — смещенная желаемая кривая, у которой начало движения равно кривой  $v_{zc}(t)$ . Аналогично поступим с моделируемой исходной кривой  $v_z$  (в мехатронном гидроагрегате без корректирующего устройства), записывая следующее выражение

$$I_{БК} = \int_0^{t_z} |v_z(t) - v_{жел}(t)^{**}| dt = \int_0^{t_z} |v_{БК}(t)| dt \quad (28)$$

где  $v_{жел}(t)^{**}$  — смещенная желаемая кривая, у которой начало движения совпадает с кривой  $v_z(t)$ ;  $v_{БК}(t)$  — кривая, в которой содержится вся исходная колебательность.

Тогда за степень динамической компенсации колебаний в мехатронном гидроагрегате можно принять показатель вида

$$K_{ДК} = \frac{I_{БК} - I_c}{I_{БК}} \cdot 100, \% \quad (29)$$

В работе [4] приведены результаты исследований, подтверждающие целесообразность применения такого показателя степени динамической компенсации колебаний, особенно при сравнении и оценке эффективности различных способов и методов, решающих обсуждаемую проблему.

## Выводы

1. Аналитический обзор литературных источников показал, что при разработке мехатронных гидроагрегатов мобильных машин со значительными массами рабочих органов, кинематически связанных с исполнительным органом гидроагрегата, у которого достаточно велик объем сжимаемой рабочей жидкости, появилась возможность ставить задачи динамической компенсации колебаний и искать пути решения этой проблемы. Проведенные исследования на модели, приближенные к эксплуатационным условиям в части изменения газосодержания в рабочей жидкости, позволили получить физическую картину и числовые данные их влияния на динамические характеристики. С ростом газовой составляющей в рабочей жидкости от 2,5 до 15 % (в 6 раз) происходит следующее: логарифмический декремент затухания колебаний возрастает в 1,15 раз; коэффициент демпфирования колебаний возрастает в 1,15 раз; частота колебаний в  $Gz$  уменьшается в 1,53 раза. Найден эффективный путь компенсации отрицательного влияния двухфазной жидкости на динамические характеристики (в части быстрогодействия) при синтезе корректирующего устройства.

2. Предложенный метод синтеза корректирующего устройства для нелинейных систем основан на структуре и модели корректирующего устройства, представленной произведением суммы дифференцирующих звеньев 3, 2, 1 и нулевого порядка и звена 3 порядка. Многопараметрической оптимизацией 4 варьируемых

коэффициентов дифференцирующих звеньев, доставляющих минимум динамическому критерию, завершается синтез корректирующего устройства в составе математической модели мехатронного гидроагрегата навесного оборудования совместно с уравнениями устройства управления.

3. Выполненные исследования подтвердили, что предложенный показатель (29) с достаточной для практики точностью позволяет оценить степень динамической компенсации колебаний в мехатронном гидроагрегате навесного оборудования в соответствии с принятым методом синтеза корректирующего устройства.

4. Сформулированные теоретические и практические аспекты решения проблемы динамической компенсации колебаний и полученные результаты на примере мехатронного гидроагрегата навесного оборудования трактора открывают возможность ставить и решать эту проблему для других мобильных машин и оборудования общепромышленного назначения.

5. Проведенные численные эксперименты по оценке выбора критериев синтеза показали, что основная динамическая компенсация колебаний и пульсаций осуществляется по критерию, представляющему собой отношение интеграла модуля разности модельной и эталонной скоростей навесного оборудования к интегралу эталонной (желаемой) скорости за время переходного процесса. При синтезе корректирующего устройства по критерию со слагаемым по давлению рабочей жидкости в нагнетательной магистрали улучшения компенсации практически не существенны: первая амплитуда нескомпенсированных колебаний по критерию без давления осталась без изменений, а вторая и третья амплитуды уменьшились на 1 — 2,5 % в зависимости от нагрузки.

## Литература

1. Лурье, З.Я. Синтез компенсационных устройств компьютерных систем управления технологическим оборудованием / З.Я. Лурье, А.И. Панченко, И.Г. Лищенко [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь: ТДАТУ, 2008. — Вип. 8, т. 9. — С. 3—15.

2. Цента, Е.Н. Синтез компенсационного устройства гидроагрегата навесного оборудования трактора / Е.Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь: ТДАТУ, 2009. — Вип. 9, т. 5. — С. 224—230.

3. Лурье, З.Я. Динамическая компенсация колебаний в мехатронном гидроагрегате мобильной машины / З.Я. Лурье, А.И. Панченко, Е.Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь: ТДАТУ, 2014. — Вип. 14, т. 3. — С. 3—18.

4. Лурье, З.Я. Динамическая компенсация колебаний мехатронного гидроагрегата мобильной машины с учетом

влияния двухфазной рабочей жидкости / З.Я. Лурье, А.И. Панченко, Е.Н. Цента // Промислова гідраліка і пневматика. — 2014. — № 3 (45). — С. 35—44.

5. Струтинський, В.Б. Мехатронна гідросистема з цифровим регулятором / В.Б. Струтинський, Л.Г. Козлов // Промислова гідраліка і пневматика. — 2013. — № 3 (41). — С. 70—77.

6. Лурье, З.Я. Об одном способе приведения силы веса и массы рабочего органа мобильной машины к исполнительному устройству гидроагрегата / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Гірничоелектромеханічна. — Донецьк : ДонНТУ, 2011. — Вип. 22 (195). — С. 167—177.

7. Жерняк, А.И. Компьютерная система регулирования скорости гидротурбины / А.И. Жерняк, З.Я. Лурье, В.Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». Технологии в машиностроении. — Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. — № 7. — С. 90—92.

8. Лурье, З.Я. Система управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития / З.Я. Лурье, В.Н. Бездетко, В.Н. Дмитерко [и др.] // Проблемы машиностроения. — 2003. — Т. 6, № 2. — С. 26—36.

9. Лурье, З.Я. Оптимизация параметров ПИД-регулятора системы управления частотой вращения ротора гидротурбины / З.Я. Лурье, В.Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». Энергетические и технологические процессы и оборудование. — Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. — № 9. — С. 118—123.

10. Лурье, З.Я. Оптимизация параметров устройства управления частотой вращения ротора гидротурбины / З.Я. Лурье, В.Н. Дмитерко, И.Г. Лищенко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2006. — № 5/2 (23). — С. 7—9.

11. Дорф, Р.К. Современные системы управления : монография / Р.К. Дорф, Р.Х. Бишоп ; пер. с англ. Б.И. Копылова. — М. : Лаборатория Базовых Знаний, 2004. — 832 с.

12. Изерман, Р. Цифровые системы управления / Р. Изерман ; пер. с англ. С.П. Забродина, А.И. Титкова, А.В. Шалашова ; под ред. И.М. Макарова. — М.: Мир, 1984. — 542 с.

13. Методы классической и современной теории автоматического управления : учебник для студентов вузов, обучающихся по машиностроит. и приборостроит. специальностям в 5 т. / К.А. Пупков, Н.Д. Егунов, И.Г. Владимиров [и др.] ; под ред. К. А. Пупкова и Н.Д. Егунова. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — М. : Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — Т. 3: Синтез регуляторов систем автоматического управления. — 616 с.

14. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. — М.: Машиностроение. — 1972. — 376 с.



## References

1. Lurye, Z.Ya. Sintez kompensatsionnykh ustroystv kompyuternykh sistem upravleniya tekhnologicheskimi oborudovaniem / Z.Ya. Lurye, A.I. Panchenko, I.G. Lishchenko [i dr.] // Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. — Melitopol: TDATU, 2008. — Vyp. 8, t. 9. — S. 3—15.
2. Tsenta, E.N. Sintez kompensatsionnogo ustroystva gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora / E.N. Tsenta // Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. — Melitopol: TDATU, 2009. — Vyp. 9, t. 5. — S. 224—230.
3. Lurye, Z.Ya. Dinamicheskaya kompensatsiya kolebaniy v mehatronnom gidroagregate mobilnoy mashiny / Z.Ya. Lurye, A.I. Panchenko, E.N. Tsenta // Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. — Melitopol: TDATU, 2014. — Vyp. 14, t. 3. — S. 3—18.
4. Lurye, Z.Ya. Dinamicheskaya kompensatsiya kolebaniy mehatronnogo gidroagregata mobilnoy mashiny s uchetchom vliyaniya dvukhfaznoy rabochey zhidkosti / Z.Ya. Lurye, A.I. Panchenko, E.N. Tsenta // Promislova gidravlika i pnevmatika. — 2014. — № 3 (45). — S. 35—44.
5. Strutinskiy, V.B. Mekhatronna gidrosistema z tsifrovym regulyatorom / V.B. Strutinskiy, L.G. Kozlov // Promislova gidravlika i pnevmatika. — 2013. — № 3 (41). — S. 70—77.
6. Lurye, Z.Ya. Ob odnom sposobe privedeniya sily vesa i massy rabocheho organa mobilnoy mashiny k ispolnitelnomu ustroystvu gidroagregata / Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta // Naukovi pratsi Donetskogo natsionalnogo tekhnichnogo universitetu. Seriya: Girnichoelektromekhanichna. — Donetsk : DVNZ «DonNTU», 2011. — Vyp. 22 (195). — S. 167—177.
7. Zhernyak, A.I. Kompyuternaya sistema regulirovaniya skorosti gidroturbiny / A.I. Zhernyak, Z.Ya. Lurye, V.N. Dmiterko // Vestnik NTU «KhPI». Tekhnologii v mashinostroenii. — Kharkov: NTU «KhPI», 2001. — № 7. — S. 90—92.
8. Lurye, Z.Ya. Sistema upravleniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny, puti yeyo razvitiya / Z.Ya. Lurye, V.N. Bezdetko, V.N. Dmiterko [i dr.] // Problemy mashinostroeniya. — 2003. — T. 6, № 2. — S. 26—36.
9. Lurye, Z.Ya. Optimizatsiya parametrov PIDregulyatora sistemi upravleniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny / Z.Ya. Lurye, V.N. Dmiterko // Vestnik NTU «KhPI». Energeticheskie i tekhnologicheskie protsessy i oborudovanie. — Kharkov: NTU «KhPI», 2003. — № 9. — S. 118—123.
10. Lurye, Z.Ya. Optimizatsiya parametrov ustroystva upravleniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny / Z.Ya. Lurye, V.N. Dmiterko, I.G. Lishchenko // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. — 2006. — № 5/2 (23). — S. 7—9.
11. Dorf, R.K. Sovremennyye sistemy upravleniya : monografiya / R.K. Dorf, R.Kh. Bishop ; per. s angl. B. I. Kopylova. — M. : Laboratoriya Bazovykh Znaniy, 2004. — 832 s.
12. Izerman, R. Tsifrovyye sistemy upravleniya / R. Izerman; per. s angl. S.P. Zabrodina, A. I. Titkova, A. V. Shalashova; pod red. I. M. Makarova. — M. : Mir, 1984. — 542 s.
13. Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya : uchebnik dlya studentov vuzov, obuchayushchihsya po mashinostroit. i priborostroit. spetsialnostyam v 5 t. / K.A. Pupkov, N.D. Egupov, I.G. Vladimirov [i dr.] ; pod red. K.A. Pupkova i N.D. Egupova. — Izd. 2e, pererab. i dop. — M. : Izd. MGTU im. N.E. Baumana, 2004. — T. 3: Sintez regulyatorov sistem avtomaticheskogo upravleniya. — 616 s.
14. Gamynin, N.S. Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya / N.S. Gamynin. — M.: Mashinostroenie. — 1972. — 376 s.

Надійшла 17.12.2014 року

УДК 6282

## Теоретичні та практичні аспекти динамічної компенсації коливань у мехатронних гідроагрегатах

З.Я. Лур'є, Є.М. Цента,  
А.І. Панченко

Пропонований метод динамічної компенсації коливань для нелінійних систем (мехатронний гідроагрегат є такою системою), заснований на синтезі коригувального пристрою, структура і модель якого представлена сумою передавальних функцій диференціальних ланок 3, 2, 1 і нульового порядку. Кожний доданок множиться на передаточну функцію ланки 3-го порядку. Багатопараметричною оптимізацією 4-х варіюваних коефіцієнтів диференціальних ланок завершується синтез коригувального пристрою.

При цьому використовується динамічний критерій. Сформульовано теоретичні та практичні аспекти вирішення проблеми динамічної компенсації коливань. Отримано результати на прикладі мехатронного гідроагрегата навісного обладнання трактора. Вони відкривають можливість ставити і вирішувати цю проблему для інших мобільних машин і обладнання загальнопромислового призначення.

*Ключові слова* — мехатронний гідроагрегат, математична модель, коригувальний пристрій, критерій оптимальності, багатопараметрична оптимізація, динамічний синтез.

UDC 6282

**Theoretical and practical aspects of dynamic compensation of fluctuations in mechatronic hydraulic units**

**Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta,  
A.I. Panchenko,**

The proposed method of dynamic fluctuation compensation for the nonlinear systems (mechatronic hydraulic unit is such a system) is based on the synthesis of correcting device, the structure and model of which is presented by the sum of

the transfer functions of the differentiating elements of the 3, 2, 1 and zero order. Each summand is multiplied by the transfer function of the 3 order element. Multiparametric optimization of 4 variable coefficients of differentiating elements completes the synthesis of correcting device. A dynamic criterion is used here. The theoretical and practical aspects of solving the problem of dynamic compensation of fluctuations are formulated. The results were obtained by the example of mechatronic hydraulic unit of tractor mounted equipments. They give the possibility to formulate and solve this problem for other mobile machines and equipment for general industrial assignment.

*Keywords — mechatronic hydraulic unit, mathematical model, correcting device, optimality criterion, multiparametric optimization, dynamic synthesis.*