

УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НЕЛИНЕЙНОГО ГИДРОАГРЕГАТА МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПУТЕМ ДИНАМИЧЕСКОЙ КОМПЕНСАЦИИ

Зиновий Лурье, Евгений Цента

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Аннотация. В статье обсуждаются вопросы динамической компенсации инерционных свойств рабочих органов мобильных машин, оснащенных гидроагрегатами. На примере нелинейного гидроагрегата навесного оборудования трактора предложена методика динамической компенсации, позволившая улучшить рабочий процесс в неустановившемся режиме в части существенного снижения пульсаций скорости перемещения штока гидроцилиндра и давлений жидкости в различных точках.

Ключевые слова: гидроагрегат, динамическая компенсация, параметрическая оптимизация, рабочий процесс, показатели качества.

ВВЕДЕНИЕ

В мировой и отечественной практике создания технологического оборудования четко определилась тенденция по пути внедрения более совершенных гидроагрегатов (ГА), включающих средства вычислительной техники, в том числе микропроцессорные блоки, программируемые контроллеры, ЭВМ. Такое развитие ГА направлено на обеспечение современных требований к созданию и эксплуатации оборудования. Это в свою очередь связано с необходимостью улучшения статических и динамических характеристик, т.е. рабочего процесса ГА.

Наличие микропроцессорных блоков, программируемых командоаппаратов, ЭВМ открывает возможность:

- уменьшить число гидроустройств, в том числе для формирования местных и главной обратных связей;
- реализовать на основе разработки укрупненных и более полных математических моделей программными средствами различные законы управления, повышающие показатели качества рабочих процессов;
- поставить, решить и реализовать задачи оптимизации параметров для параметрически оптимизируемых и компенсационных (корректирующих) устройств, способствующих повышению технического уровня ГА и соответственно технологического оборудования.

АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Один из современных подходов к постановке и решению задач оптимизации и синтеза систем управления сформулирован в работе [1]. Применительно к гидроагрегатам технологического оборудования схема этапов синтеза изображена на

рис. 1. Фактически центральным пунктом синтеза корректирующих устройств является обоснованный выбор устройства и параметрическая оптимизация, в ходе которой определяется совокупность параметров, доставляющая экстремум критерию оптимизации.

Для регуляторов (корректирующих устройств), 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 ротора гидротурбин большой мощности, включающих механические, гидравлические и электрические элементы [2 – 5].



Рис. 1. Схема этапов синтеза
Fig. 1. Scheme of synthesis stages

В теории линейных систем разработаны также методы синтеза регуляторов (устройств), основанных на задании желаемых передаточных функций (ПФ), связанных с расположением корней характеристического уравнения замкнутой системы [1]. 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 формы получили название биномиальных. Известны стандартные формы Баттерворта и формы на основе интеграла от взвешенного модуля ошибки управления. 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 [6].

На рис. 2 показана замкнутая линейная система управления с компенсационным устройством в прямой цепи.

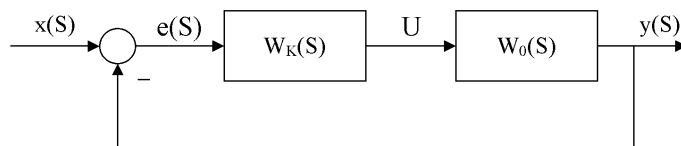


Рис. 2. Структурная схема замкнутой системы с ПФ компенсатора
Fig. 2. Structural diagram of closed-loop system with the compensator transfer function

Передаточные функции объекта управления и компенсатора обозначены через W_0 и W_k .

В соответствии с требованиями к характеру переходного процесса задается желаемая ПФ замкнутой системы $W_{ZAM}(S)$:

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

а затем рассчитывается ПФ компенсатора :

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

Здесь S – оператор Лапласа.

Если ПФ объекта и замкнутой системы заданы в общем виде:

$$W_0(S) = \frac{C_0}{b_0 S^r + b_1 S^{r-1} + \dots + b_{r-1} S + 1}, \quad (2)$$

$$W_{ZAM}(S) = \frac{\alpha_0}{S^n + \alpha_1 S^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} S + \alpha_0}, \quad (3)$$

то ПФ компенсатора, вычисленная по формуле (1) с учетом (2) и (3), имеет вид:

$$W_K(S) = \frac{\alpha_0(b_0 S^r + b_1 S^{r-1} + \dots + b_{r-1} S + 1)}{(S^n + \alpha_1 S^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} S) C_0}. \quad (4)$$

Условие физической реализуемости ПФ компенсатора состоит в том, что $n \geq r$. Из сравнения формул (2) и (4) 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 выполняется без параметрической оптимизации, а его ПФ определяется по заданной желаемой ПФ замкнутой системы и ПФ объекта управления в общем случае с помощью ЭВМ.

В монографии [7] сформулированы общие принципы динамической компенсации, основным содержанием которых является возможность не учитывать динамику объекта при синтезе компенсационного (корректирующего) устройства (КУ). В основе первого принципа лежит условие точного равенства оператора A замкнутой системы эталонному оператору A^E , из которого следует формула оператора КУ:

$$A_{KY} = A_0^{-1}(1 - A^E)^{-1} A^E, \quad (5)$$

где: A_0^{-1} – обратный оператор объекта.

В выражении (5) A^E и A_0 известны, и следовательно, принципиально возможен расчет A_{KY} в соответствии с рассматриваемым принципом полной компенсации динамики объекта. Схема рис. 3 иллюстрирует процесс компенсации.

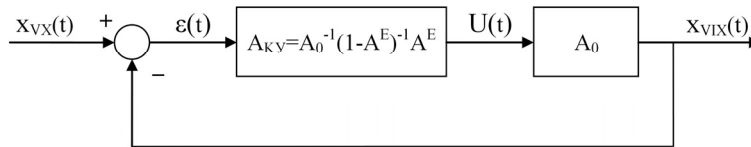


Рис. 3. Схема синтезированной системы
Fig. 3. Scheme of synthesized system

Из схемы (рис. 3) оператор A_p разомкнутой системы определяется формулой $A_p = A_0^{-1}(1 - A^E)^{-1} A^E A_0$, и равенство оператора замкнутой системы эталонному оператору обеспечивается компенсацией влияния на A^E оператора объекта A_0 за счет наличия обратного оператора A_0^{-1} .

Здесь оператор определяется как математическая зависимость, которая ставит в соответствие каждой функции $x_{vX}(t)$ из заданного класса функций X_{vX}

функцию $x_{vix}(t)$ из класса функций X_{vix} . Функции $x_{vix}(t) \in X_{vix}$ называются образами оператора, а функции $x_{vix}(t) \in X_{vix}$ – его прообразами [7].

Если известна передаточная функция линейной стационарной системы (в том числе и обратная), то по ней можно найти обратный оператор. Однако, в большинстве случаев математические модели объектов задаются приближенно и сколь-нибудь точная компенсация динамики объекта труднодостижима. При этом содержание большого числа инженерных методов синтеза регуляторов сводится к той или иной форме аппроксимации соотношения (1), но не его точной реализации. В основе второго принципа лежит следующая идея: задается оператор КУ, зависящий от параметров r_1, r_2, \dots, r_m , т.е. $A_{KY}(r_1, r_2, \dots, r_m)$; задаются эталонное управляющее воздействие $x_{vix}^E(t)$ и эталонная реакция на это воздействие $x_{vix}^E(t)$. Проблема синтеза состоит в определении таких значений параметров $r_1^*, r_2^*, \dots, r_p^*$, которые обеспечили бы близость в известном смысле, реального выходного сигнала $x_{vix.P}(t, r_1, r_2, \dots, r_m)$ и эталона $x_{vix}^E(t)$.

Для реализации данного принципа необходимо знать обратный оператор замкнутой системы, явно зависящий от параметров КУ. 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, в известном смысле, равенства правой и левой частей операторного уравнения замкнутой системы за счет выбора параметров КУ. Достоинство последнего подхода состоит в том, что он не требует нахождения обратного оператора. Это – принципиальное упрощение задачи. Этот принцип по рекомендации работы [7] можно применить к широкому классу систем, включая линейные нестационарные и нелинейные системы, системы с запаздыванием и т.д.

Настоящая статья посвящена обсуждению вопроса динамической компенсации инерционных свойств гидроустройств и исполнительного органа технологической машины с целью улучшения показателей качества рабочего процесса гидроагрегата. При этом используется третий принцип динамической компенсации [7] и динамика исполнительного органа мобильной машины, а в качестве примера рассматривается нелинейный гидроагрегат навесного оборудования трактора (ГА НО).

Укрупненная функциональная схема ГА НО показана на рис. 4.

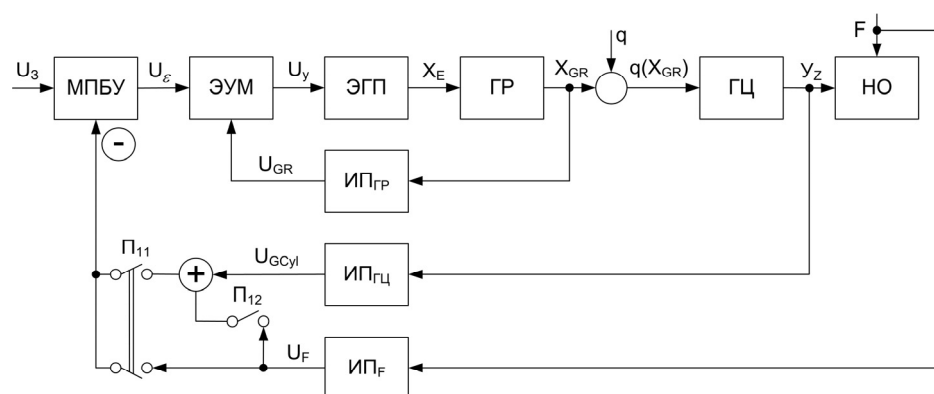


Рис. 4. Укрупненная функциональная схема гидроагрегата навесного оборудования трактора: МПБУ – микропроцессорный блок с ПИД-регулятором; ЭУМ – электронный усилитель мощности; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; ГР – гидрораспределитель; ГЦ – гидроцилиндр; НО – навесное оборудование; ИПГР, ИПГЦ, ИПФ – измерительные преобразователи соответственно положений золотника ГР, НО и усилия на НО;

$\dot{I}_{11}, \dot{I}_{12}$ – переключатель режимов; U_3 – задающее воздействие;

U_ε – величина рассогласования; U_y – входной сигнал на ЭГП; x_E – перемещение золотника ЭГП; x_{GR} – перемещение золотника ГР; q – подача насоса; $q(x_{GR})$ – расход в полости ГЦ; y_z – перемещение штока ГЦ; F – сила, действующая на НО; U_{GR}, U_{GCyl}, U_F – выходные сигналы измерительных преобразователей

Fig. 4. Amalgamated functional diagram of hydraulic unit of the tractor mounting equipment

Таким образом, ГА состоит из: насосного агрегата (насос с приводным двигателем и клапан давления, через который сливается часть рабочей жидкости (РЖ), не используемой ГА); дросселирующего гидрораспределителя с гидроуправлением от электрогидравлического преобразователя с электромагнитом постоянного тока; электронного усилителя мощности и микропроцессорного блока; гидроцилиндров, осуществляющих подъем и опускание НО.

Укрупненно ГА в режиме положения работает следующим образом. После подачи задающего воздействия на МПБУ с ЭУМ поступает управляющий сигнал на один из 2-х ЭГП, плунжер которого, перемещаясь пропорционально воздействию, создает давление на золотник ГР. При этом золотник ГР смещается, например, влево и открывает доступ РЖ в поршневые полости ГЦ. Происходит подъем НО до заданной высоты. Со штоковых полостей РЖ сливается в бак. Сигналы о фактическом перемещении золотника ГР и штоков ГЦ поступают в МПБУ, где в совокупности с другими сигналами обеспечивается перемещение НО на заданную высоту. Опускание НО происходит при подаче управляющего сигнала на другой ЭГП (предыдущий отключен) и работе перечисленных элементов в обратном порядке.

Входным воздействием на ГА является сигнал с пульта управления машиниста, а выходом перемещение штоков ГЦ (перемещение НО). ГА представляет собою динамическую систему, которая в процессе выполнения вспашки, боронования и других операций по обработке земли испытывает управляющие и возмущающие воздействия, приводящие к постоянным переходным процессам.

Математическая модель ГА НО является нелинейной и изложена в работах [8 – 11]. Исследование модели в режиме положения показали, что переходные процессы скорости перемещения v_z штока ГЦ, давления p_H на выходе насосной установки, давление p_1 в нагнетательной полости ГЦ имеют существенно колебательный характер. На рис. 5 показаны кривые v_z , p_H и p_1 при подъеме НО (вес $G = 5000$ Н, масса $m_{НО} = 510$ кг, приведенная масса к оси ГЦ – 8160 кг), которые подтверждают низкие показатели качества рабочего процесса.

С увеличением веса НО начальные пики давления p_H превышают не только настройку предохранительного клапана, но и максимально допустимое давление для насосной установки.

В процессе разгона и выхода на установившееся движение колебательный характер скорости v_z связан с взаимным переходом кинетической энергии, обусловленной в основном массой НО, в потенциальную энергию сжимаемого объема РЖ и наоборот. В связи с этим возникает важная научно-практическая задача, решение которой направлено на снижение пульсаций скорости v_z , а следовательно, и давлений p_H и p_1 .

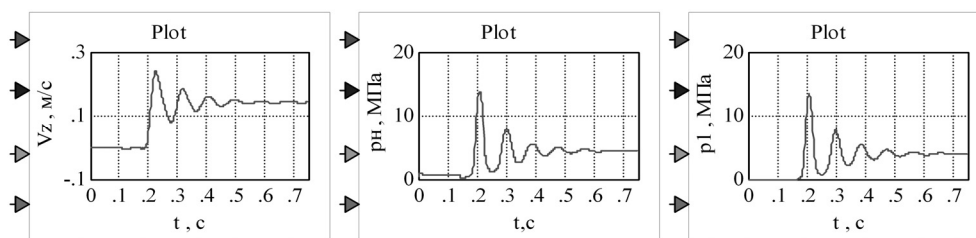


Рис.5. Осциллограммы скорости перемещения штока гидроцилиндра, давлений рабочей жидкости на выходе насоса и в нагнетательной полости гидроцилиндра при моделировании ГА без КУ в режиме подъема НО на высоту $y_3 = 0,1$ м и выхода на установившееся движение НО (при $G = 5000$ Н, $m_{НО} = 510$ кг)

Fig. 5. Oscillograms of motion velocity of hydraulic cylinder rod, of the working liquid pressure in the pump outlet and in hydraulic pumping cavity during the design of hydraulic unit without the compensating device in condition of mounting equipment lifting on height of $y_3 = 0,1$ m and of reaching of the steady motion of mounting equipment (for $G = 5000$ Н, $m_{НО} = 510$ kg)

На основании вышеизложенного примем к исследуемому ГА НО третий принцип динамической компенсации. Исходя из структуры ГА НО, где прямая цепь включает последовательно соединенные звенья: ПИД – ЭУМ – ЭГП – ГР и ГЦ, введем после ПИД КУ с ПФ вида:

$$W_K(S) = \frac{U_y(S)}{U_{PID}(S)} = \frac{K_1 S^3 + K_2 S^2 + K_1 S + K_4}{b_0 S^3 + b_1 S^2 + b_2 S + 1}, \quad (6)$$

сигнал на выходе которого приближенно оказывает компенсирование инерционных свойств элементов ГА и в первую очередь массу НО. ПФ (6) представляет собою реальное дифференцирующее звено третьего порядка, $K_1 - K_4$ – искомые коэффициенты, определяемые при параметрической оптимизации, $b_0 - b_2$ – малые числа, незначительно искажающие дифференцирующее действие звена.

Выбор ПФ третьего порядка обусловлен тем, что с определенной погрешностью нелинейную модель ГА НО, описываемую дифференциальным уравнением высокого порядка, можно приближенно представить дифференциальным уравнением 3 – 4 порядка. Если выбор значений $b_0 - b_2$ не представляет затруднений, то определение $K_1 - K_4$ связано с постановкой и решением следующей оптимизационной задачи. Задана желаемая кривая скорости $v_{ZEL}(t)$ при подъеме НО и выходе на установившееся движение. Следует определить путем параметрической оптимизации значения $K_1 - K_4$ такими, при которых критерий:

$$I = \frac{\int_0^{t_k} |v_Z(t) - v_{ZEL}(t)| dt}{\int_0^{t_k} v_{ZEL}(t) dt} \cdot 100, \% , \quad (7)$$

будет стремиться к минимуму.

Здесь $v_Z(t)$ – модельная кривая скорости, $v_{ZEL}(t)$ – желаемая кривая скорости, один из вариантов определения которой рассматривается дальше. В целом, критерий (7) представляет относительную интегральную оценку близости кривых v_Z и v_{ZEL} за время переходного процесса t_k и численно равен отношению разности площадей под кривыми $v_Z(t)$ и $v_{ZEL}(t)$, деленному на площадь под кривой $v_{ZEL}(t)$.

Рассмотрим более подробно вопрос выбора кривой $v_{ZEL}(t)$. В ряде случаев желаемая кривая принимается в виде экспоненты как аксиома. Здесь поступим иначе. Имеется кривая v_Z , полученная при моделировании без КУ, при $G = 5000$ Н и $m_{HO} = 510$ кг в интервале времени от 0 до 0,75 с и относительно ее найдем $v_{ZEL}(t)$, как плавную, понижающую колебания, кривую. Поставим частную оптимизационную задачу, в которой $v_{ZEL}(t)$ представлена решением следующего дифференциального уравнения с нулевыми начальными условиями:

$$a_0 \frac{d^2 v_{ZEL}(t)}{dt^2} + a_1 \frac{dv_{ZEL}(t)}{dt} + a_2 v_{ZEL}(t) = K, \quad (8)$$

где: $a_0 - a_2$ – совокупность коэффициентов, доставляющая минимум критерию (7).

Используя формулу (7) принимаем, что $v_z(t)$ одна и та же кривая рис. 5 при каждом шаге оптимизации, v_{ZEL} – при каждом шаге оптимизации переменная до момента, когда $I \rightarrow \min$. Величина K – константа, определяемая до оптимизации из условия, что $v_z(t_K) = v_{ZEL}(t_K)$ при $a_2 = 1$.

В табл. 1 показаны результаты параметрической оптимизации поиска коэффициентов $a_0 - a_2$ желаемой кривой $v_{ZEL}(t)$ при начальных значениях $a_0 = 8,7 \cdot 10^{-6}$, $a_1 = 2,5 \cdot 10^{-3}$, $a_2 = 9,17 \cdot 10^{-2}$, $K = 1,34$.

Таблица 1. Результаты параметрической оптимизации при определении коэффициентов уравнения (8)

Table 1. Results of parameter optimization for determination of coefficients of equation (8)

№ желаемой кривой	Коэффициенты уравнения (8) после оптимизации			Значение критерия, %	Число итераций	Метод оптимизации	Шаг интегрирования Δ , с	Время интегрирования t_K , с
	a_0^0	a_1^0	a_2^0					
v_{ZEL}	$1,26 \cdot 10^{-5}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$9,17 \cdot 10^{-2}$	11,7	317	Fletcher	$9 \cdot 10^{-6}$	0,75

В табл. 2 показаны значения $K_1^0 - K_4^0$ оптимального КУ с критерием равным 1,73 %.

На рис. 6 показаны желаемая кривая v_{ZEL} , а также исходная кривая v_z (без КУ) (рис. 5), относительно которой осуществлялся поиск v_{ZEL} , и кривая v_z с КУ согласно уравнению (6).

Ввод КУ обеспечил существенное уменьшение значения первого пика и в целом значительно улучшил показатели качества рабочего процесса ГА НО. При постановке этой задачи не предполагалось, что будет достигнут такой эффективный результат в нелинейной системе.

Таблица 2. Результаты поиска оптимальных значений параметров компенсационного устройства при $G = 5000$ Н, $m_{HO} = 510$ кг и $y_3 = 0,1$ м

Table 2. Results of searching for the parameter optimal values of the compensating device (for $G = 5000$ Н, $m_{HO} = 510$ kg and $y_3 = 0,1$ m)

Оптимальные значения				I , %	Число итераций	Метод оптимизации	Дискретность, Δ , с	Время интегр. каждой итерации, с	Начальные значения			
K_1^0	K_2^0	K_3^0	K_4^0						K_{10}	K_{20}	K_{30}	K_{40}
$2,364 \cdot 10^{-3}$	$8,435 \cdot 10^{-3}$	$2,65 \cdot 10^{-2}$	0,635	1,73	127	Powell	$9 \cdot 10^{-5}$	0,75	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	0,6

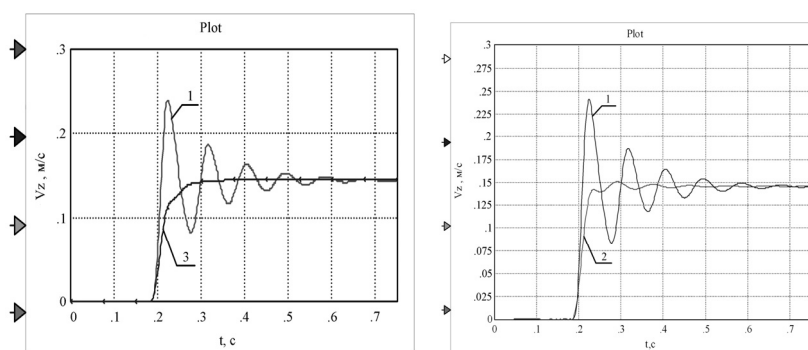


Рис. 6. Кривые скорости штока гидроцилиндра при подъеме и выходе на установившееся движение НО и желаемая скорость при $G = 5000$ Н и $m_{HO} = 510$ кг:

- 1 – при моделировании ГА НО без компенсационного устройства (рис. 5);
2 – с КУ согласно уравнению (6); 3 – желаемая v_{ZEL}

Fig. 6. Curves of the rod motion velocity of hydraulic cylinder during the lifting and reaching of the mounting equipment steady motion and desired velocity for $G = 5000$ Н and $m_{HO} = 510$ кг : 1 – during the design of hydraulic unit mounting equipment without the compensating device (fig. 5); 2 – with the compensating device according to equation (6); 3 – desired v_{ZEL}

Учитывая, что ММ исследуемого ГА НО является нелинейной, определим оптимальные параметры $K_1^0 - K_4^0$ при других значениях G и m_{HO} : при 15000 Н, 1529 кг.

В табл. 3 показаны результаты поиска оптимальных значений КУ, а на рис. 7 соответствующие кривые.

Оптимальные параметры $K_1^0 - K_4^0$ разнятся при изменениях G от 5000 до 15000 Н и m_{HO} от 510 до 1529 кг (табл. 2 и 3), но результат один и тот же: введение КУ обеспечивает существенно улучшенные показатели качества рабочего процесса, в данном случае, в режиме подъема и выхода на установившееся движение.

Таблица 3. Результаты поиска оптимальных значений параметров компенсационного устройства при $G = 15000$ Н, $m_{HO} = 1529$ кг и $y_3 = 0,1$ м

Table 3 Results of searching for the parameter optimal values of the compensating device for $G = 15000$ Н, $m_{HO} = 1529$ kg and $y_3 = 0,1$ m

Значения $G, \text{Н} / m_{HO}, \text{кг}$	Оптимальные значения				$I, \%$	Число итераций	Метод оптимизации	Дискретность, $\Delta, \text{с}$	Время интгр. каждой итерации, с	Начальные значения			
	K_1^0	K_2^0	K_3^0	K_4^0						K_{10}	K_{20}	K_{30}	K_{40}
15000/ 1529	$3,38 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$1,68 \cdot 10^{-2}$	0,49	4	68	Powell	$9 \cdot 10^{-5}$	0,75	$3,4 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	0,01	0,5

На рис. 8 в качестве примера показаны кривые переменных v_z , p_H и p_1 , что в сравнении с аналогичными кривыми рис. 5 подтверждает эффективность динамической компенсации.

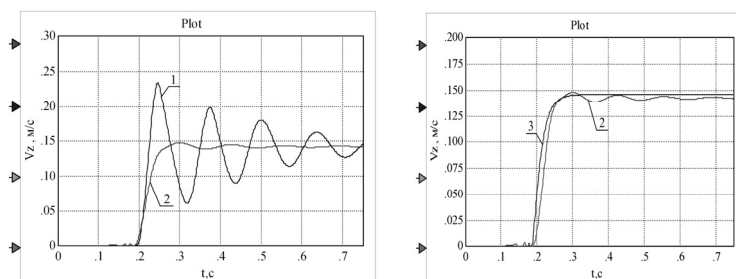


Рис. 7. Кривые скорости перемещения штока гидроцилиндра при моделировании ГА в режиме подъема и выхода на установившееся движение НО и желаемая скорость при $G = 15000$ Н и $m_{HO} = 1529$ кг:

1 – без КУ; 2 – с КУ согласно уравнению (6); 3 – v_{ZEL}

Fig. 7. Curves of the rod motion velocity of hydraulic cylinder during the hydraulic unit design in conditions of lifting and reaching of the mounting equipment steady motion and desired velocity for $G = 15000$ Н and $m_{HO} = 1529$ kg : 1 – without the compensating device;

2 – with the compensating device according to equation (6); 3 – v_{ZEL}

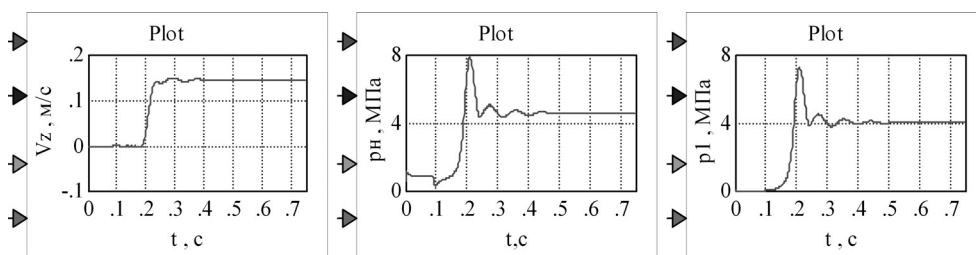


Рис. 8. Осциллограммы скорости перемещения штока гидроцилиндра, давлений рабочей жидкости на выходе насоса и в нагнетательной полости гидроцилиндра при моделировании ГА с КУ в режиме подъема и выхода на установившееся движение НО (при $G = 5000$ Н и $m_{HO} = 510$ кг)

Fig. 8. Oscillograms of motion velocity of hydraulic cylinder rod, of the working liquid pressure in the pump outlet and in hydraulic pumping cavity during the design of hydraulic unit with the compensating device in condition of lifting and reaching of the steady motion of mounting equipment (for $G = 5000$ Н , $m_{HO} = 510$ kg)

ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ литературных источников показал, что в теории линейных систем разработаны принципы, позволяющие скомпенсировать существенные

инерционные свойства объекта управления и реализовать желаемые переходный процесс с улучшенными показателями качества.

2. Среди сформулированных общих принципов динамической компенсации предложен принцип неполной компенсации, связанный с приближенным равенством правой и левой частей операторного уравнения замкнутой системы за счет выбора параметров компенсационного устройства. Этот принцип применим для широкого класса систем, в том числе и нелинейных.

3. Обоснован выбор вида передаточной функции компенсационного устройства для нелинейного ГА НО и предложена методика определения его оптимальных параметров на основе относительной интегральной оценки близости модельной кривой скорости перемещения штока гидроцилиндра и желаемой кривой.

4. Выполненные исследования математической модели ГА НО, как нелинейной замкнутой системы, с вводом в прямую цепь компенсатора позволили улучшить рабочий процесс в части существенного снижения пульсации скорости перемещения штока гидроцилиндра, а следовательно, навесного оборудования, давлений РЖ на выходе насосной установки и в нагнетательной полости гидроцилиндра.

5. Предложенная методика динамической компенсации может быть использована и для других гидроагрегатов различных мобильных машин с существенными инерционными свойствами рабочего органа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дорф Р. К., Бишоп Р. Х.: Современные системы управления / Перевод с английского Б. И. Копылова. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2004. – 832 с.
2. Жерняк А. И., Лурье З. Я., Дмитерко В. Н.: Компьютерная система регулирования скорости гидротурбины // Вестник НТУ «ХПИ». Технологии в машиностроении. – 2001. – № 7. – С. 90 – 92.
3. Лурье З. Я., Бездетко В. Н., Дмитерко В. Н. и др. : Система управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития // Проблемы машиностроения. – 2003. – Т. 6. – № 2. – С. 26 – 36.
4. Лурье З. Я., Дмитерко В. Н. : Оптимизация параметров ПИД-регулятора системы управления частотой вращения ротора гидротурбины // Вестник НТУ «ХПИ». Энергетические и технологические процессы и оборудование. – 2003. – № 9. – С. 118 – 123.
5. Лурье З. Я., Дмитерко В. Н., Лищенко И. Г. : Оптимизация параметров устройства управления частотой вращения ротора гидротурбины // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 5/2 (23). – С. 7 – 9.
6. Изерман Р. : Цифровые системы управления. – М.: Мир, 1984. – 542 с.
7. Методы классической и современной теории автоматического управления. Синтез регуляторов систем автоматического управления / Под ред. К. А. Пупкова и Н. Д. Егупова. – М.: Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана. – Т. 3, 2004. – 616 с.
8. Лурье З. Я., Цента Е. Н. : Математическая модель узла «электрогидравлический преобразователь – золотник гидрораспределителя» гидроагрегата навесного оборудования трактора // Промислова гідроліка пневматика. – 2007. – № 3 (17). – С. 96 – 98.
9. Лурье З. Я., Цента Е. Н. : Математическая модель узла «гидрораспределитель –

- гидроцилиндр» гидроагрегата навесного оборудования трактора // Вісник Східноукраїнського університету Володимира Даля. – 2007. – Ч. 2. – № 3 (109). – С. 89 – 93.
10. Лурье З. Я., Цента Е. Н. : Математическая модель клапана давления гидроагрегата с чувствительностью к нагрузке // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета / Сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – Вып. 38. – С. 200 – 203.
 11. Лурье З. Я., Макей В. А., Цента Е. Н. : Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №2/4 (32). – С. 36 – 41.
 12. Первозванский А. А. : Курс теории автоматического управления. – М.: Наука, 1986. – 616 с.
 13. Иванов Г. М., Ермаков С. А., Коробочкин Б. Л., Пасынков Р. М. : Проектирование гидравлических систем машин. – М.: Машиностроение, 1992. – 224 с.
 14. Теория автоматического регулирования. Теория нестационарных, нелинейных и самонастраивающихся систем автоматического регулирования / под. ред. В. В. Солодовникова. – М.: Машиностроение. – Кн. 3, ч. II. – 1969. – 367 с.
 15. Лурье З. Я., Цента Е. Н. : Динамические характеристики электрогидравлического преобразователя гидроагрегата навесного оборудования трактора // Промислова гідроліка і пневматика. – 2008. – № 2 (20). – С. 87 – 92.
 16. Лурье З. Я., Макей В. А., Лищенко И. Г., Цента Е. Н. : Исследование динамических характеристик гидроагрегата навесного оборудования трактора // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2007. – Ч. 2. – №2/2008 (49). – С. 89 – 91.
 17. Попов Д. Н.: Нестационарные гидромеханические процессы. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
 18. Лурье З. Я. : Оптимизация параметров гидроагрегата навесного оборудования трактора по динамическому критерию / Панченко А. И., Макей В. А., Цента Е. Н. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2008. – Вып. 8 – Т. 8. – С. 3 – 15.
 19. Джон Траксел. : Синтез систем автоматического регулирования / Перевод с английского А. М. Егорова. – М.: Машгиз, 1959. – 614 с.

IMPROVEMENT OF INDICATORS OF WORKING PROCESS QUALITY OF MOBILE MACHINES NON-LINEAR HYDRAULIC UNIT BY MEANS OF DYNAMIC COMPENSATION

Summary. Problems of dynamic compensation of working units inertial characteristics of mobile machines, equipped with hydraulic units are discussing in article. Methods of dynamic compensation, allowed the improving of the working process in non-established conditions in part of the essential reduction of the motion velocity pulsation of hydraulic cylinder rod and of the liquid pressure in the different points are proposed on the example of non-linear hydraulic unit of the tractor hang equipment.

Key words: hydraulic unit, dynamic compensation, parameter optimization, working process, indicators of quality.