

**З.Я. Лурье, д-р техн. наук,
А.И. Панченко, д-р техн. наук**
Харьковский национальный технический университет “ХПИ”, Харьков, Украина,
Е.Н. Цента
Таврический государственный агротехнологический университет,
Мелитополь, Украина

ДИНАМИЧЕСКАЯ КОМПЕНСАЦИЯ КОЛЕБАНИЙ МЕХАТРОННОГО ГИДРОАГРЕГАТА МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ДВУХФАЗНОЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

DYNAMIC COMPENSATION OF MECHATRONIC HYDRAULIC UNIT FLUCTUATION OF MOBILE MACHINE TAKING INTO ACCOUNT THE INFLUENCE OF TWO-PHASE WORKING FLUID

Рассмотрены проблемы динамической компенсации колебаний и отрицательного влияния двухфазной жидкости на динамические характеристики (в части быстродействия) в области разработки мехатронных гидроагрегатов мобильных машин, в частности, навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов. Колебания вызваны значительными инерционными массами, которые связаны с исполнительным органом гидроагрегата через кинематическую передачу с коэффициентом три и более, и достаточно большим объемом сжимаемой рабочей жидкости. Метод решения основан на синтезе с многопараметрической оптимизацией корректирующих устройств, вводимых последовательно в устройство управления. Обоснована возможность снижения числа вариантов корректирующих устройств (реализуемых программно или аппаратно) для различных нагрузок и значений газосодержания в двухфазной рабочей жидкости. Предложены показатели, позволяющие с достаточной для практики точностью, оценить степень компенсации колебаний.

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

Введение

При разработке мехатронных гидроагрегатов (МГА) мобильных машин появилась возможность эффективно решать давно назревшие проблемы, связанные с возникновением колебаний в гидравлических и механических узлах при их работе. Эти колебания обусловлены большими инерционными массами рабочего органа мобильной машины и значительным объемом сжимаемой рабочей жидкости (рабочей жидкости). Они снижают надежность машины и МГА.

Одним из современных подходов к постановке и решению задач, связанных с улучшением динамических характеристик (в том числе и со снижением колебаний) — это ввод в устройство управления МГА компенсационных устройств, обеспечивающих замкнутой системе выполнение необходимых требований к характеру переходных процессов [1]. Общие принципы методологии синтеза компенсационных (корректирующих) устройств изложены в работе [2]. Однако пути решения задачи синтеза на базе рекомендованного третьего принципа применительно к нелинейным системам, в основе которого лежит условие достижение приближенного, в известном смысле, равенства правой и левой части операторного уравнения замкнутой системы за счет выбора параметров компенсационных устройств, не предложено. Этот принцип по

рекомендации работы [2] можно применить к широкому классу систем, включая линейные нестационарные и нелинейные системы, системы с запаздыванием и др.

Анализ литературных источников

В работе [3] предложен путь решения задачи синтеза динамической компенсации большой инерционности объекта управления, согласно данного принципа, для компьютерной системы управления гидротурбиной. Рассматриваются две структуры компенсационных устройств применительно к укрупненной модели гидротурбины, описываемой нелинейным дифференциальным уравнением 3 порядка: одна представлена произведением передаточной функции (ПФ) идеального дифференцирующего звена второго порядка на ПФ колебательного звена второго порядка с малыми размерными коэффициентами при второй и первой степени оператора Лапласа; вторая — произведением суммы передаточной функции идеальных дифференцирующих звеньев второго и первого порядка на передаточной функции колебательного звена второго порядка с малыми размерными коэффициентами при второй и первой степени оператора Лапласа. За эталонную кривую угловой скорости враще-

ния ротора гидротурбины при ее разгоне принята экспонента. Для решения задачи сформулированы три интегральных критерия близости эталонной и синтезируемых кривых с целью выбора более эффективного. Однако здесь рассматривалась лишь задача синтеза компенсационных устройств для улучшения переходного процесса разгона гидротурбины вхолостую с 15 % перерегулированием с помощью существенно укрупненной модели. Вопрос снижения колебаний и не ставился.

В работе [4] приведены результаты синтеза компенсационных устройств для МГА в режиме подъема навесного оборудования (НО) трактора на максимальную высоту на основе математической модели, изложенной в [5]. Разработанная математическая модель гидроагрегата навесного оборудования трактора учитывает нелинейность гидроустройств, двухфазность рабочей жидкости, переменность коэффициента расхода, сжимаемость рабочей жидкости в трубопроводах, ограничения перемещения золотников и трение трущихся пар, положительные перекрытия дросселирующих щелей, что повышает ее адекватность натурному объекту.

В качестве критерия оптимальности (их рассматривалось четыре) выбор был отдан относительной интегральной оценке — взвешенному по модулю отклонению площадей под сравниваемыми кривыми $y_{жел}(t)$ и $y_z(t)$.

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

В этой работе вопрос снижения колебаний не ставился.

В работе [6], предшествующей данной, впервые рассматривалась проблема снижения колебаний скорости перемещения навесного оборудования и пульсаций давления рабочей жидкости в МГА. Получено решение на базе нелинейной математической модели путем синтеза корректирующего устройства с многопараметрической оптимизацией по динамическому критерию. Введение синтезированного компенсационного устройства выполняет роль динамического компенсатора инерционных масс (кинетическая энергия) и воздействий сжимаемой рабочей жидкости (потенциальная энергия). Усовершенствованная нелинейная математическая модель динамики МГА навесного оборудования с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной рабочей жидкости и др. представлена системой из 12 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 7 нелинейные) в нормальной форме Коши.

Критерий для синтеза компенсационного устрой-

ства был принят в виде относительной интегральной оценки, а не взвешенной, как в формуле (1)

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

минимум которой оценивает близость модельной и желаемой (эталонной) кривых.

Выбор модели компенсационных устройств основывался на приближенной оценке описания объекта управления линеаризованным дифференциальным уравнением 3 порядка. Это позволило представить компенсационные устройства реальным дифференцирующим звеном 3 порядка, неизвестные коэффициенты которого при каждой производной и искомой функции (всего 4) подлежат определению в процессе многопараметрической оптимизации по динамическому критерию. Эталонная (желаемая) кривая скорости, необходимая при вычислении критерия, была решением линейного дифференциального уравнения 2 порядка, у которого три неизвестных коэффициента (при второй и первой производных искомой функции) определялись при дополнительной параметрической оптимизации. Выполненный динамический синтез компенсационного устройства по интегральному критерию, направленный на компенсацию значительных инерционных сил, существенно улучшил рабочий процесс МГА навесного оборудования: амплитуды колебаний скорости перемещения штока гидроцилиндра 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.

Обосновано, что можно получить достаточное для практики снижение колебаний скорости и пиков давлений при одном синтезируемом компенсационном устройстве для рассматриваемого диапазона (5000–15000 Н) весов навесного оборудования, если синтез этого компенсационного устройства выполнен при среднем значении (10000 Н). Получено, что введение синтезируемого компенсационного устройства в математическую модель МГА навесного оборудования позволило по значению критерия оптимальности численно оценить погрешность допущения от замены изменяемого в функции числа Рейнольдса коэффициента расхода постоянным значением. Погрешность в зависимости от значения веса навесного оборудования составляет 4,2–15,58 %.

Однако остался неисследованным вопрос влияния на динамику МГА навесного оборудования с синтезированным компенсационным устройством существенного изменения количества нерастворенного воздуха (газовой составляющей двухфазной рабочей жидкости) в процессе эксплуатации. Рассмотрено дальнейшее развитие метода динамической компенсации инерционных масс объекта управления навесного оборудования и воздействий сжимаемой рабо-

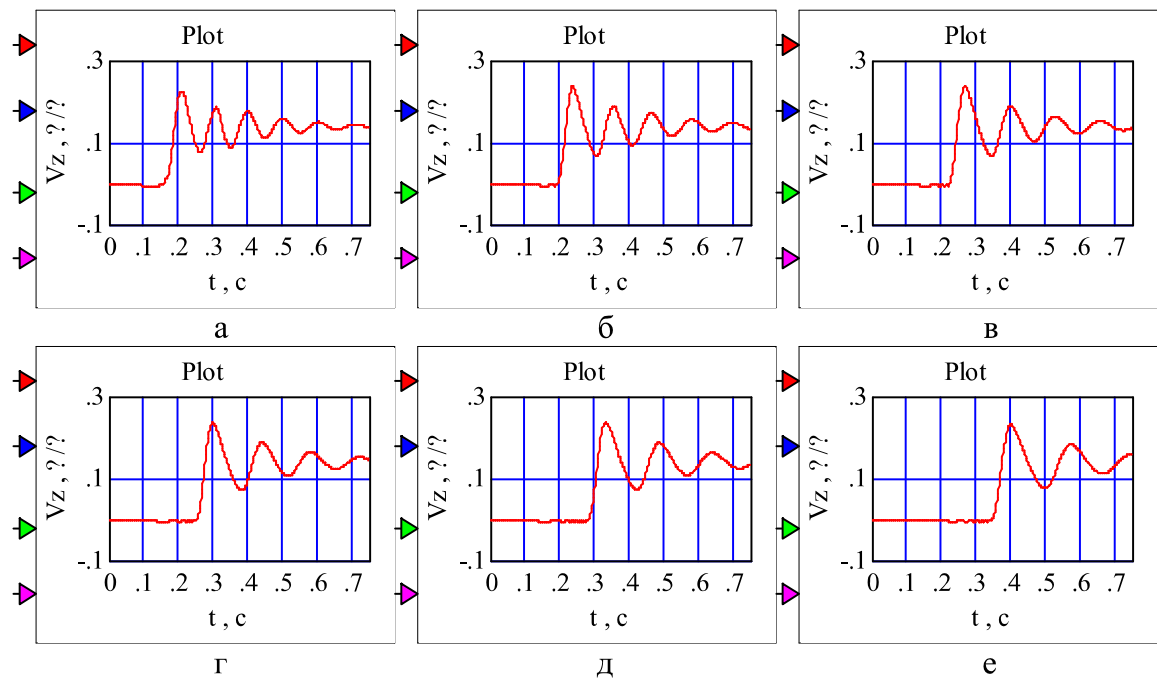


Рисунок 1 — Кривые скоростей V_z , полученные при моделировании МГА навесного оборудования без компенсационного устройства с нагрузкой 10000 Н при различных значениях m_0 : а) $m_0 = 0$; б) $m_0 = 2,5\%$; в) $m_0 = 5\%$; г) $m_0 = 7,5\%$; д) $m_0 = 10\%$; е) $m_0 = 15\%$

чей жидкости в части учета переменности газовой составляющей.

Постановка задачи

Результаты анализа последних публикаций показали, что при проектировании МГА навесного оборудования можно обеспечить существенное снижение колебаний, возникающих при подъеме навесного оборудования в процессе обработки неровностей поверхности почвы. В работе [6] излагается и обосновывается метод решения этой важной проблемы.

Объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости в соответствующих гидроустройствах определяется по уравнению [7] и имеет вид

$$E_{ji} = K(p_j + 10^5)(Ap_j + B) \times \frac{(1 - m_0)D_1 + m_0D_2}{K(p_j + 10^5)(1 - m_0)D_1 + m_0(Ap_j + B)D_2}, \quad (3)$$

$$j = p_H, p_1, p_2, \quad \text{где } D_1 = \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap_j + B}}, \quad D_2 = \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p_j + 10^5}}; \quad (4)$$

$E_{ж}$ — объемный модуль упругости рабочей жидкости, Pa , K — показатель политропы, A, B, Pa — параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры системы, m_0 — содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах, p_0 — начальное давление, Pa .

Следует отметить, что зависимость (3) с теоретичес-

кой точки зрения и соответствующих экспериментальных данных является наиболее обоснованной [8].

Приведенный объемный модуль упругости гидроустройства с рабочей жидкостью в общем случае имеет вид

$$E_i = \frac{E_{ji}}{1 + \frac{d_i E_{ji}}{\delta_i E_{Mi}}}, \quad i = H, T_1, T_2, ЦП, ЦШ. \quad (5)$$

Здесь $i = H$ — применительно к насосу, $i = T_1$ — к трубопроводу 1, $i = T_2$ — к трубопроводу 2, $i = ЦП, ЦШ$ — к поршневой и штоковой полостям гидроцилиндра, $j = p_n$ — давление рабочей жидкости на выходе насоса; $j = p_1$ — давление рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра; $j = p_2$ — давление рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра.

Уравнения (3)–(5) входят в математические модели, приведенные в работах [5] и [6], с помощью которых получены осциллограммы скорости V_z (рисунки 1, а – 1, е) при подъеме навесного оборудования (скорости движения штоков силовых гидроцилиндров, а следовательно, навесного оборудования) для разных значений m_0 .

Физическая сущность возникновения колебаний при подъеме навесного оборудования пояснена выше. Визуально анализируя кривые рисунка 1, можно отметить, что с ростом объема газовой составляющей растет время запаздывания начала движения навесного оборудования после подачи управляющего сигнала, уменьшается частота колебаний. Это вносит в постановку задачи динамической компенсации колебаний

Таблица 1 — Параметры колебательного процесса скорости V_z в диапазоне изменения m_0 (0–15 %) при $G = 10000$ Н

№, параметр	$m_0 = 0$	$m_0 = 2,5\%$	$m_0 = 5\%$	$m_0 = 7,5\%$	$m_0 = 10\%$	$m_0 = 15\%$
1. δ	0,195	0,211	0,215	0,231	0,232	0,243
2. D	0,031	0,0336	0,0342	0,0368	0,0369	0,0387
3. f , Гц	9,94	8,67	7,61	6,96	6,45	5,66
4. $t_{3АП}$, с	0,147	0,19	0,226	0,252	0,282	0,34

необходимость поиска соответствующего подхода.

Основная часть

Рассмотрим уравнение движения штока гидроцилиндра при подъеме и опускании навесного оборудования

$$m_z \frac{dV_z}{dt} = A_{II} p_1 - A_{III} p_2 - F_{CZ} - \beta_z V_z - F_{TPO.Z} \cdot \text{sign } V_z,$$

$$F_{CZ} = i_{II} \cdot G \quad [9], \quad (7)$$

$$m_z = i_{II}^2 \cdot m_{HO} \quad [9]. \quad (8)$$

Уравнения (7) и (8) отражают результат приведения силы веса G и массы m_{HO} вертикально перемещающегося навесного оборудования к оси силового гидроцилиндра. Причем сила G (как сила сопротивления движению гидроцилиндра) возрастает в i_{II} раз, а m_{HO} в i_{II}^2 раз, где i_{II} — коэффициент передачи между навесным оборудованием и гидроцилиндром. Например, для трактора Т-150К приведенная масса m_z возрастает в 16 раз, что способствует возникновению значительных колебаний в переходном процессе подъема.

На участке разгона и выхода на установившееся движение скорость V_z (рисунок 1) не меняет знак, а следовательно, и сила “полусухого” трения (6) не меняет знак. Коэффициенты при переменных уравнения движения (6) являются постоянными величинами. Пренебрегая модулем $F_{TPO.Z}$ уравнения (6), силы трения в сравнении с нагрузкой F_{CZ} (7) и силой давления рабочей жидкости $A_{II} p_1$, можно с достаточной для практики точностью выражение (6) считать линейным неоднородным дифференциальным уравнением первого порядка. В связи с этим определим по кривым рисунка 1 логарифмический декремент затухания по формуле [10]

$$\delta = \ln \frac{A_1}{A_2}, \quad (9)$$

где A_1 и A_2 — амплитуды колебаний, отстоящие друг от друга во времени на период (в рассматриваемом случае это первая и вторая амплитуды) и коэффициент относительного демпфирования, который с уче-

том работы [10] определяется уравнением

$$D = \delta / \sqrt{4\pi^2 + \delta^2}. \quad (10)$$

В таблице 1 показаны значения параметров, характеризующих колебательный процесс при подъеме навесного оборудования с силой веса 10000 Н.

Анализ данных таблицы 1 позволяет отметить, что с ростом газовой составляющей в рабочей жидкости от 2,5 до 15 % (в 6 раз) происходит следующее:

- 1) логарифмический декремент затухания колебаний возрастает в 1,15 раз;
- 2) коэффициент демпфирования колебаний в 1,15 раз;
- 3) частота колебаний уменьшается в 1,53 раза;
- 4) время начала движения увеличивается с 0,19 до 0,34 с, т.е. почти в 2 раза, что снижает быстродействие МГА на управляющее и возмущающее воздействия. Таким образом, существенным оказалось влияние увеличения на последние два параметра, которые связаны с предложенным методом синтеза компенсационных устройств [6].

Исходя из структуры МГА навесного оборудования, где прямая цепь включает последовательно соединенные звенья: пропорционально-интегро-дифференциальный регулятор, электронный усилитель мощности, электрогидравлический преобразователь, гидравлический распределитель и гидроцилиндр, согласно методу синтеза [6] после пропорционально-интегро-дифференциального регулятора вводится компенсационное устройство с передаточной функцией вида

$$W_k(s) = \frac{U_v(s)}{U_{шнд}(s)} = \frac{K_1 s^3 + K_2 s^2 + K_3 s + K_4}{b_0 s^3 + b_1 s^2 + b_2 s + 1}. \quad (11)$$

Передаточная функция (11) представляет собой произведение суммы идеальных дифференцирующих звеньев от третьего порядка до нулевого порядка с искомыми коэффициентами K_1-K_4 , определяемые при многопараметрической оптимизации процесса синтеза на передаточной функции колебательных звеньев третьего порядка с малыми размерными коэффициентами (b_1-b_2) при третьей, второй и первой степени оператора Лапласа, незначительно искажающие дифференцирующие действия идеальных звеньев.

Выбор передаточной функции третьего порядка обусловлен тем, что с определенной погрешностью нелинейную модель МГА навесного оборудования, описываемую дифференциальным уравнением высокого порядка, можно приближенно представить дифференциальным уравнением 3–4 порядка. Сигнал на выходе синтезированного компенсационного устройства обеспечивает динамическую компенсацию инерционных свойств элементов МГА и в первую очередь приведенную массу навесного оборудования (рисунок 2).

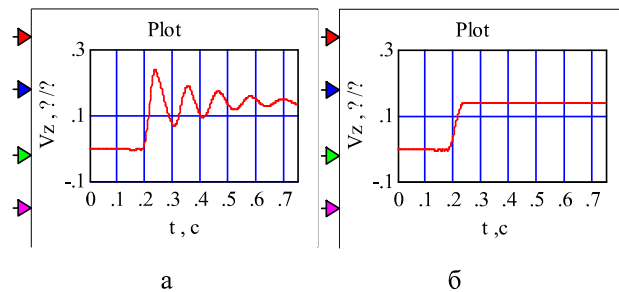


Рисунок 2 — Кривые V_z при моделировании подъема навесного оборудования с весом 10000 Н, $m_0 = 2,5\%$: а) без компенсационных устройств; б) с синтезированным компенсационным устройством по критерию (2)

Визуальное сравнение кривых рисунка 2 показало для данного случая высокую степень компенсации колебаний. Рассмотрим и следующий вариант компенсации, при котором синтезированное компенсационное устройство для одной конкретной нагрузки, например, 10000 Н (рисунок 2), применяется при моделировании с нагрузкой 5000 Н (рисунок 3). Сравнение при этом кривой (рисунок 3,а) без компенсационного устройства с синтезированной (рисунок 3,б) показывает, что и в данном случае получаем для практики приемлемое решение. Такой подход был применен и обоснован в работе [6].

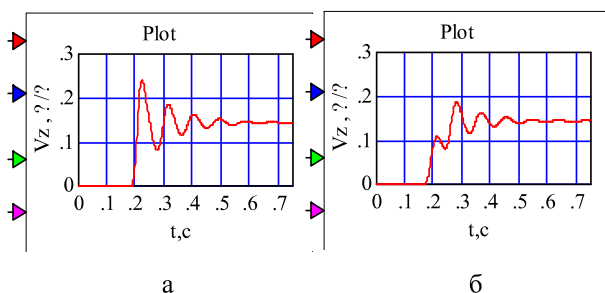


Рисунок 3 — Кривые V_z при подъеме навесного оборудования с весом 5000 Н, $m_0 = 2,5\%$: а) без компенсационных устройств; б) с синтезированным компенсационным устройством по критерию (2) для навесного оборудования с весом 10000 Н,

Результаты исследования влияния двухфазной рабочей жидкости на динамику МГА навесного оборудования (рисунок 1, таблица 1, рисунки 2 и 3) пока-

зывают, что вопрос динамической компенсации колебаний в этом случае требует другого подхода.

При записи критерия (2) для синтеза компенсационного устройства с учетом двухфазности применительно к рассматриваемому МГА с его диапазоном нагрузок от 5000 до 15000 Н желаемую кривую скорости можно принять одной и той же, но начальное время ее должно совпадать с моделируемой $V_{z, \text{жел}}$. Тогда для синтеза компенсационного устройства даже для одной нагрузки, но с различными m_0 , начальное время $V_{z, \text{жел}}$ следует устанавливать по начальному времени исходной несинтезированной кривой. При этом потребуются рассчитать много вариантов компенсационного устройства с выводом их в программное обеспечение МГА и выводом по команде оператора мобильной машины или автоматизировать вывод.

Предварительные исследования показали, что есть другой более эффективный путь. При динамической компенсации колебаний с учетом влияния двухфазной рабочей жидкости в МГА появляется возможность в первом приближении обеспечить постоянное быстродействие, практически не зависящее от значения газовой составляющей m_0 . При этом начальное время ($\sim 0,19$ с) $V_{z, \text{жел}}$ остается для всех вариантов синтезируемых компенсационных устройств неизменным, равным времени модельной кривой при $m_0 = 2,5\%$ (это значение имеет рабочей жидкости в начале ее эксплуатации). В процессе оптимизации кривая V_z начинает смещаться к начальному времени $V_{z, \text{жел}}$ (правда, достигая его с некоторой ошибкой). Рассмотрим, сколькими вариантами компенсационных устройств можно обеспечить диапазон изменения нагрузок (5000–15000 Н) при четырех значениях m_0 (2,5; 5; 7,5 и 10 %, а 15 % как предельный не рассматривается).

Результаты синтеза показаны в таблице 2, где 6 вариантов компенсационных устройств с оптимальными значениями коэффициентов К1–К4 отмечены жирными цифрами). Синтез компенсационных устройств при $m_0 = 2,5\%$, выполнялся для нагрузки 10000 Н, при которой получаются меньшие значения критерия (2) при использовании этих компенсационных устройств для нагрузок 5000 и 15000 Н.

Из таких же соображений при синтезе компенсационного устройства для m_0 , равного 5 и 7,5 %, выбрана нагрузка 15000 Н. Что касается двухфазной рабочей жидкости при $m_0 = 10\%$, то здесь сохранить быстродействие оказалось возможным лишь при синтезе трех компенсационных устройств отдельно для каждой нагрузки: 5000, 10000 и 15000 Н.

Такой подход позволил сократить число вариантов вдвое и, в основном, сохранить быстродействие процесса подъема навесного оборудования при изменении газовой составляющей двухфазной рабочей жидкости.

Значения критерия I, % (2) в последней колонке таблицы 2, полученные при многопараметрической оптимизации, учитывают и ошибку положения синтезированной кривой относительно начального положения $V_{z, \text{жел}}$. Это видно из сравнения кривых рисунка 4.

Таблица 2 — Результаты синтеза компенсационного устройства при изменении двухфазной рабочей жидкости

G, Н; $m_0, \%$	K1	K2	K3	K4	I, %
10000; 2,5	0,002871	0,0103	-0,0016	0,93	2,43
5000; 2,5	0,002871	0,0103	-0,0016	0,93	8,198
15000; 2,5	0,002871	0,0103	-0,0016	0,93	10,45
15000; 5,0	0,0056	0,0149	0,06	0,8	8,01
5000; 5,0	0,0056	0,0149	0,06	0,8	12,87
10000; 5,0	0,0056	0,0149	0,06	0,8	11,76
15000; 7,5	0,00985	0,01935	0,05	0,66	10,67
5000; 7,5	0,00985	0,01935	0,05	0,66	14,9
10000; 7,5	0,00985	0,01935	0,05	0,66	15,26
5000; 10	0,086	0,098	0,8	12	7,65
10000; 10	0,0614	0,0843	0,897	2,69	13,61
15000; 10	0,074	0,078	0,91	3,95	15,32

Начальное положение кривой (рисунок 4), а соответствует времени 0,282 с после подачи управляющего воздействия. Для кривой (рисунок 4,б) при моделировании МГА с синтезированным компенсационным устройством это время составляет 0,213 с, что с погрешностью 0,0245 с удается сохранить быстродействие при газосодержании $m_0 = 10\%$. Поэтому использовать критерий (2) в качестве коэффициента (оценки) динамической компенсации колебаний МГА навесного оборудования в принципе нежелательно. Нужно учи-

тывать, что $V_{жел}$ (рисунок 4, в) представляет собой монотонную кривую без колебаний, а кривая $V_z(t)$ (обозначим ее через $V_{cz}(t)$), полученная при моделировании МГА с синтезированным компенсационным устройством, в большинстве случаев остается кривой с меньшим числом колебаний, с уменьшенными в полтора-два и более раз амплитудами, но с оставшимися колебаниями. Если найти разность кривых $V_{cz}(t)$ и $V_{жел}(t)^*$, где временное смещение $V_{жел}$ обеспечивает совпадение начала отсчета этих кривых, то получим кри-

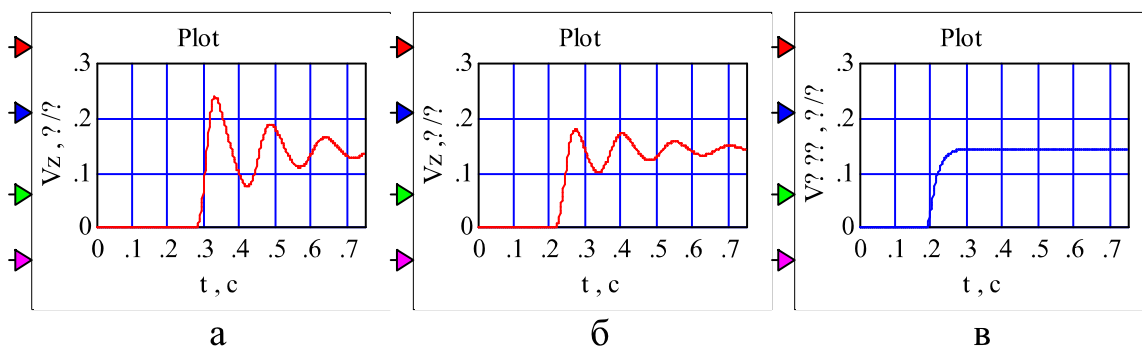


Рисунок 4 — Модельные кривые скорости V_z при $G = 10000$ Н, $m_0 = 10\%$; а) без компенсационного устройства; б) с синтезированным компенсационным устройством (таблица 2); в) кривая $V_{жел}$ (эталонная кривая)

Таблица 3 — Результаты оценки степени динамической компенсации колебаний

$G, H; m_0, \%$	$I_{бк}, см$	$I_c, см$	$K_{дк}, \%$	K_A
10000; 2,5	1,39	0,145	89,5	∞
5000; 2,5	0,959	0,547	42,9	2,27
15000; 2,5	1,65	0,814	50,6	1,94
15000; 5	1,54	0,622	59,6	3,12
5000; 5	0,976	0,27	72,3	7,1
10000; 5	1,426	0,919	35,6	2,29
15000; 7,5	1,657	0,524	68,3	6,56
5000; 7,5	1,0	0,736	26,4	2,26
10000; 7,5	1,466	0,428	70,8	6,13
5000; 10	0,976	0,613	37,2	2,6
10000; 10	1,48	0,844	43	2,64
15000; 10	1,643	0,96	41,5	2,75

вую оставшихся, не скомпенсированных, исходных колебаний (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

$$I_c = \int_0^{t_k} |V_{zc}(t) - V_{жел}(t)^*| dt = \int_0^{t_k} V_{нк}(t) dt \quad (12)$$

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 , записывая выражение

$$I_{бк} = \int_0^{t_k} |V_z(t) - V_{жел}(t)^{**}| dt = \int_0^{t_k} |V_{бк}(t)| dt, \quad (13)$$

где $V_{жел}(t)^{**}$ — смещенная желаемая кривая, у которой начало движения совпадает с каждой кривой $V_{zc}(t)$ при разных значениях m_0 ; $V_{бк}(t)$ — кривая, в которой содержится вся исходная колебательность.

Тогда за степень динамической компенсации колебаний в МГА можно принять показатель вида

$$K_{дк} = \frac{I_{бк} - I_c}{I_{бк}} \cdot 100, \%, \quad (14)$$

и коэффициент снижения значений максимальных амплитуд кривых $V_z(t)$

$$K_A = A_{макс.бк} / A_{макс.с}. \quad (15)$$

В таблице 3 показаны результаты расчета степени

компенсации колебаний 6 вариантов синтезируемых компенсационных устройств и примененных трех вариантов для других шести случаев с помощью предлагаемых показателей (14) и коэффициента (15). При этом учтены необходимые времена смещения $V_{жел}$, начала переходного процесса на кривых V_z для разных G и m_0 . Учен пересчет времени интегрирования для сохранения принятого интервала наблюдаемых колебаний в связи со смещением начала движения за счет двухфазности рабочей жидкости.

Анализ данных таблицы 3 подтверждает, что предложенные показатели (14) и (15) с достаточной для практики точностью позволяют оценить степень динамической компенсации колебаний в МГА навесного оборудования на основе предложенного метода синтеза [6]. В первой строке таблицы 3, применительно к нагрузке 10000 Н при $m_0 = 2,5\%$, получены довольно высокие показатели $K_{дк} = 89,5$ и $K_A = \infty$ степени динамической компенсации. Соответствующие этой нагрузке кривые V_z и V_{zc} изображены на рисунке 2. Осциллограмма скорости V_{zc} (рисунок 2, б) представляет собой монотонную кривую аналогичную $V_{жел}$ (рисунок 4, в), что подтверждается значением $K_A = \infty$. Отличие показателя $K_{дк}$ от 100 % объясняется разным характером переходного процесса разгона и незначительной разностью значений скоростей V_{zc} и $V_{жел}$ на участке установившегося движения. В целом для шести вариантов синтезированных компенсационных устройств (отмечены жирными цифрами) $K_{дк}$ изменяется в интервале от 37,2 до 89,5 %, а K_A — от 2,6 до 8 раз. В остальных шести строках при использовании всех основных вариантов для других нагрузок $K_{дк}$ изменяется в интервале от 26,4 до 72,3 %, а K_A — от

1,94 до 7,1 раз. Следует отметить, что хотя синтез компенсационных устройств с многопараметрической оптимизацией осуществлялся для компенсации колебаний скорости, но он снизил и пики давлений p_n на выходе насоса и p_1 — в нагнетательной полости гидrocилиндра.

В 8-й строчке таблицы 3 показано наименьшее значение $K_{дк} = 26,4\%$ для нагрузки 5000 Н при $m_0 = 7,5\%$ применительно к синтезированному компенсационному устройству при нагрузке 10000 Н и $m_0 = 7,5\%$, а на рисунке 5 изображены кривые V_z и p_n при моделировании процесса подъема навесного оборудования без компенсационного устройства (рисунок 5, а) и кривые V_z и p_n при моделировании с компенсационным устройством (рисунок 5, б). Кривые представлены в одном масштабе и наглядно подтверждают, что и такая степень компенсации снижения колебаний скорости и пиков давлений является эффективной.

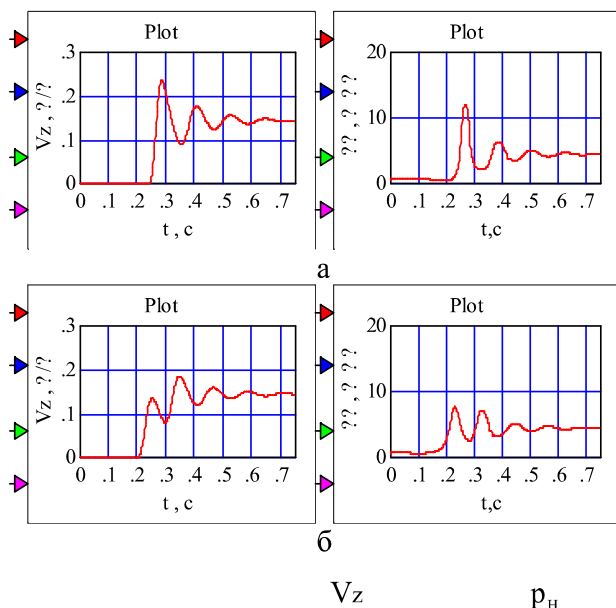


Рисунок 6 — Сравнение кривых скорости V_z и давления p_n при моделировании МГА навесного оборудования с нагрузкой 5000 Н, $m_0 = 7,5\%$:
 а) без компенсационного устройства;
 б) с компенсационным устройством (для нагрузки 10000 Н и $m_0 = 7,5\%$)

До сих пор рассматривался синтез компенсационного устройства при выбранных фиксированных четырех значениях m_0 . При эксплуатации эти значения могут быть любыми из интервала (2,5; 10 %). Поэтому следует оценить, как изменится компенсация колебаний, если используется компенсационное устройство, синтезированное, например, при $m_0 = 2,5\%$, когда газосодержание стало 3,5 %. На рисунке 6 в качестве примера показаны кривые V_z и p_n без компенсационного устройства (рисунок 6, а) и с компенсационным устройством (рисунок 6, б), полученные при моделировании МГА с нагрузкой 5000 Н, $m_0 = 2,5$.

При этом использовалось синтезированное ком-

пенсационное устройство; б — с компенсационным устройством для нагрузки 10000 Н и $m_0 = 2,5$).

Визуальное сравнение кривых V_z на рисунках 3, б и 6, б) показывает, что значение $m_0 = 3,5$ (больше на 1 %, чем расчетное 2,5 %) не ухудшает степень динамической компенсации колебаний. Для расчетного $m_0 = 2,5$ $K_{дк} = 42,9\%$, $K_A = 2,27$ (2 строка сверху таблицы 3), а для рассматриваемого $m_0 = 3,5\%$ — $K_{дк} = 53,47\%$, $K_A = 2,44$ (даже лучше). Видимо, принятое разбиение диапазона (2,5–10 %) изменения параметра m_0 на интервалы (2,5–5 %), (5–7,5 %) и (7,5–10 %) позволяет обеспечить меньшее количество вариантов при синтезе компенсационных устройств.

Выводы

1. Аналитический обзор литературных источников показал, что для мехатронных гидроагрегатов мобильных машин, в которых инерционные массы кинематически связаны с исполнительным органом гидроагрегата с коэффициентом передачи три и более, а объем сжимаемой рабочей жидкости достаточно велик, появилась возможность ставить задачи динамической компенсации колебаний и искать пути их решения.

2. Предложенный метод синтеза компенсационного устройства для нелинейных систем (МГА является такой системой), основан на структуре компенсационных устройств, представленных производением суммы дифференцирующих звеньев 3, 2, 1 и нулевого порядка и колебательного звена 3 порядка. Многопараметрической оптимизацией 4 варьируемых коэффициентов дифференцирующих звеньев, доставляющих минимум динамическому критерию, завершается синтез компенсационного устройства в составе математической модели МГА навесного оборудования.

3. Проведенные исследования на модели в условиях, приближенных к эксплуатационным 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 в 1,15 раз;
- частота колебаний в Гц уменьшается в 1,53 раза;
- время начала движения увеличивается с 0,19 до 0,34 с, т.е. почти в 2 раза, что снижает быстродействие МГА на управляющее и возмущающее воздействия. Таким образом, существенным оказалось влияние увеличения m_0 на последние два параметра, которые связаны с предложенным методом синтеза компенсационного устройства.

4. Предложен эффективный путь компенсации отрицательного влияния двухфазной жидкости на динамические характеристики (в части быстродействия)

при синтезе компенсационного устройства. Кроме того, он позволил вдвое уменьшить число вариантов компенсационного устройства при смене сельхозорудий и принятых фиксированных значениях газосодержания рабочей жидкости: 2,5; 5,0; 7,5 и 10 %.

5. Выполненные исследования подтвердили, что предложенные показатели (14) и (15), с достаточной для практики точностью, позволяют оценить степень динамической компенсации колебаний в МГА неавесного оборудования в соответствии с принятым методом синтеза компенсационного устройства.

Литература

1. 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. — 541 с.

2. 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. Егупов, И. Г. Владимиров [и др.]; под ред. К. А. Пупкова и Н. Д. Егупова. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — М.: Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. — Т. 3: Синтез регуляторов систем автоматического управления. — 616 с.

3. 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.

4. Лурье, З. Я. Синтез параметрически оптимизируемого гидроагрегата навесного оборудования трактора по динамическому критерию / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // *Proceedings International scientific conference UNITECH '08*. — Gabrovo: University publishing house "V. Aprilov", 2008. — Volume II. — P. 449–454.

5. Лурье, З. Я. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. — 2008. — № 2/4 (32). — С. 36–41.

6. 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. 8, т. 2. — С. 3 — 18.

7. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В. Н. Прокофьев, И. А. Лузанова, Ж. Б. Емченко, А. В. Осецкая // *Известия ВУЗов. Машиностроение*. — 1968. — № 2. — С. 87 — 93.

8. Лурье, З. Я. Уравнение состояния и физико-механические характеристики рабочей жидкости при моделировании переходных процессов в гидроприво-

де / З. Я. Лурье, И. В. Николенко, А. Н. Рыжаков // *Промислова гідраліка і пневматика*. — 2013. — №3 (41). — С. 49 — 58.

9. 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: Гірничо-електромеханічна*. — Донецьк: ДВНЗ "ДонНТУ", 2011. — Вип. 22 (195). — С. 167 — 177.

10. Гольдфарб, Л. С. Конспект лекций по курсу "Теория автоматического регулирования" / Л. С. Гольдфарб; ред. Е. Б. Пастернак. — М.: МЭИ, 1961. — Ч. 1: Линейные непрерывные системы автоматического регулирования. — 1961. — 276 с.

References

1. Izerman, R. Tsifrovye sistemy upravleniya / R. Izerman; per. s angl. S. P. Zabrodina, A. I. Titkova, A. V. Shalashova; pod red. I. M. Makarova. — M.: Mir, 1984. — 541 s.

2. 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. 2-e, pererab. i dop. — M.: Izd. MG TU im. N. E. Bauman, 2004. — T. 3: Sintez regulyatorov sistem avtomaticheskogo upravleniya. — 616 s.

3. Lurye, Z. Ya. Sintez kompensatsionnyh ustroystv kompyuternyh sistem upravleniya tehnologicheskim oborudovaniem / Z. Ya. Lurye, A. I. Panchenko, I. G. Lishchenko [i dr.] // *Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu*. — Melitopol: T DATU, 2008. — Vyp. 8, t. 9. — S. 3 — 15.

4. Lurye, Z. Ya. Sintez parametriceski optimiziruемого gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora po dinamicheskomu kriteriyu / Z. Ya. Lurye, V. A. Makey, E. N. Tsenta // *Proceedings International scientific conference UNITECH '08*. — Gabrovo: University publishing house "V. Aprilov", 2008. — Volume II. — P. 449 — 454.

5. Lurye, Z. Ya. Matematicheskoe modelirovanie dinamiki gidroagregata navesnogo oborudovaniya traktora / Z. Ya. Lurye, V. A. Makey, E. N. Tsenta // *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovyh tehnologiy*. — 2008. — № 2/4 (32). — S. 36 — 41.

6. Lurye, Z. Ya. Dinamicheskaya kompensatsiya kolebaniy v mehatronnom gidroagregate mobilnoy mashiny / Z. Ya. Lurye, A. I. Panchenko, E. N. Tsenta // *Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu*. — Melitopol: T DATU, 2014. — Vyp. 8, t. 2. — S. 3—18.

7. Eksperimentalnoe issledovanie uprugih svoystv dvuhfaznyh rabochih zhidkostey gidroprivodov obyomnogo tipa / V. N. Prokofyev, I. A. Luzanova, Zh. B. Emchenko, A. V. Osetskaya // *Izvestiya VUZov. Mashino-*

stroenie. — 1968. — № 2. — S. 87—93.

8. Lurye, Z.Ya. Uravnenie sostoyaniya i fiziko-mekhanicheskie karakteristiki rabochey zhidkosti pri modelirovanii perehodnyh protsessov v gidroprivoде / Z.Ya. Lurye, I.V. Nikolenko, A.N. Ryzhakov // Promislova gidravlika i pnevmatika. — 2013. — № 3 (41). — S. 49—58.

9. 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 tehnichnogo unіversitetu. Seriya: Gіrnicho-elektromekhanichna. — Donetsk : DVNZ "DonNTU", 2011. — Vyp. 22 (195). — S. 167 — 177.

10. Goldfarb, L.S. Konspekt lektsiy po kursu "Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya" / L. S. Goldfarb ; red. E.B. Pasternak. — M. : MEI, 1961. — Ch. 1: Lineynye nepreryvnye sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya. — 1961. — 276 s.

Надійшла 11.04.2014

УДК 62-82

Динамічна компенсація коливань мехатронного гідроагрегата мобільної машини з урахуванням впливу двофазної робочої рідини

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

Обговорюються проблеми динамічної компенсації коливань і негативного впливу двофазної рідини на динамічні характеристики (в частині швидкодії) в області розробки мехатронних гідроагрегатів мобільних машин, зокрема, навісного обладнання сільськогосподарських тракторів. Коливання викликані значними інерційними масами, які пов'язані з виконавчим органом гідроагрегата через кінематичну передачу з коефіцієнтом три і більше, і досить великим об'ємом стисливої робочої рідини. Метод рішення засновано на синтезі з багатопараметричною оптимізацією коригувальних пристроїв, що вводяться послідовно в пристрій керування. Обґрунтовано можливість зни-

ження числа варіантів коригувальних пристроїв (реалізованих програмно або апаратно) для різних навантажень і значень газомісту в двофазній робочій рідині. Запропоновано показники, що дозволяють, з достатньою для практики точністю, оцінити ступінь компенсації коливань.

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

UDC 62-82

Dynamic compensation of mechatronic hydraulic unit fluctuation of mobile machine taking into account the influence of two-phase working fluid

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

The problems of dynamic compensation of fluctuations and negative influence of two-phase fluid on dynamic characteristics (in terms of performance) in the field of the development of mechatronic hydraulic units of mobile machines, in particular, mounted equipment of agricultural tractors are discussed. Fluctuations are caused by considerable inertial masses which are associated with the executive device of hydraulic unit through kinematic transmission with a coefficient of three or more, and a sufficiently large volume of compressible working fluid. The method of solution is based on the synthesis with a multiparametric optimization of correcting devices introduced sequentially into the control device. The possibility of reducing the number of correcting devices variants (implemented programmatically or hardwarily) for the different loads and gas content values in the two-phase working fluid is grounded. The indexes, allowing with sufficient accuracy for practice, to assess the degree of fluctuations compensation are proposed.

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