

ред. К. С. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2003. – 272 с.

3. **Пфейффер, П.** Колебания упругих тел: пер. с нем. / П. Пфейффер. – Л., 1934. – 154 с.

4. **Тимошенко, С. П.** Курс теории упругости / С. П. Тимошенко; под ред. Э. И. Глиголюка. – Киев: Наук. думка, 1972. – 500 с.

5. **Симонов, В. В.** Волновые процессы в бурильной машине / В. В. Симонов. – М.: МИНХиГП, 1979. – 113 с.

6. **Ультразвуковой** инструмент: а. с. СССР 38243, МКИ В 06в 3/00, В 23р 1/00 / А. А. Горбунов, В. М. Салтанов [и др.]; опубл. 23.05.73 // Бюл. изобрет. – 1973. – № 23.

7. **Устройство** для ультразвукового полирования: а. с. СССР 854685, МКИ В 24 в 1/04, В 06 в 1/00 / В. Ф. Зимовец, П. М. Герасимчук, С. Н. Стручков; опубл. 15.08.81 // Бюл. изобрет. – 1981. – № 30.

8. **Излучатель** изгибных колебаний: а. с. СССР 657868, МКИ В 06/ в 1/00 / Ю. С. Андреев, В. Н. Бокановский; опубл. 25.04.79 // Бюл. изобрет. – 1979. – № 15.

9. **Вибрационный** преобразователь: а. с. СССР 315479, МКИ В 06 в 1/08 / В. И. Каспирович; опубл. 01.10.71 // Бюл. изобрет. – 1971. – № 29.

10. **Ультразвуковой** инструмент для обработки отверстий: пат. полезной модели РБ, 8169, МПК В24В 1/04, В06В 1/00 / И. В. Луговой, В. Т. Минченя, В. П. Луговой; опубл. 30.04.2012.

11. **Устройство** для ультразвуковой обработки: заявка на пат. на полезную модель № 8458 от 03.01.12 / И. В. Луговой, В. Т. Минченя, В. П. Луговой.

12. **Устройство** для модуляции колебаний акустической системы: заявка на пат. на полезную модель № 8169 16.01.12 / И. В. Луговой, В. Т. Минченя, В. П. Луговой.

Поступила 21.06.2012.

УДК 629.113/115

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ИЗУЧЕНИИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ И НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ РУЛЯ С РОТОРНЫМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕМ

Кандидаты техн. наук, доценты МИХАЙЛОВ В. В., СТРОК Е. Я.

ГНУ «Объединенный институт машиностроения» НАН Беларуси

В ряде работ были предложены модели рулевого управления автомобиля с гидроусилителем, имеющим в своем составе роторный распределитель. Его математический аналог позволяет исследовать, а также сравнивать различные варианты конструкций распределителей лишь при наличии известных, предварительно установленных характеристик расходов и давлений.

При оценке качества гидромеханического рулевого управления на предлагаемой модели основными условиями являются представление гидравлических и механических контуров с последующей проверкой адекватности расчетов совокупности механических и гидравлических явлений. Последующее усовершенствование изделия, например путем включения адаптивных

и корректирующих контуров, в этом случае более понятно при определении влияния конструктивных изменений на добротность системы.

Основой модели рулевого управления с гидроусилителем и роторным распределителем является его гидравлический многопоточный прототип с наложенными на него механическими зависимостями или связями. Такая качественная модель может быть успешно использована на программно-аппаратных платформах в качестве виртуально-натурного объекта исследований в реальном режиме времени.

Исследуемая схема рулевого управления мобильной машины с гидроусилителем и рулевым механизмом совмещенного типа, содержащим гидравлический и механический контуры, изображена на рис. 1.

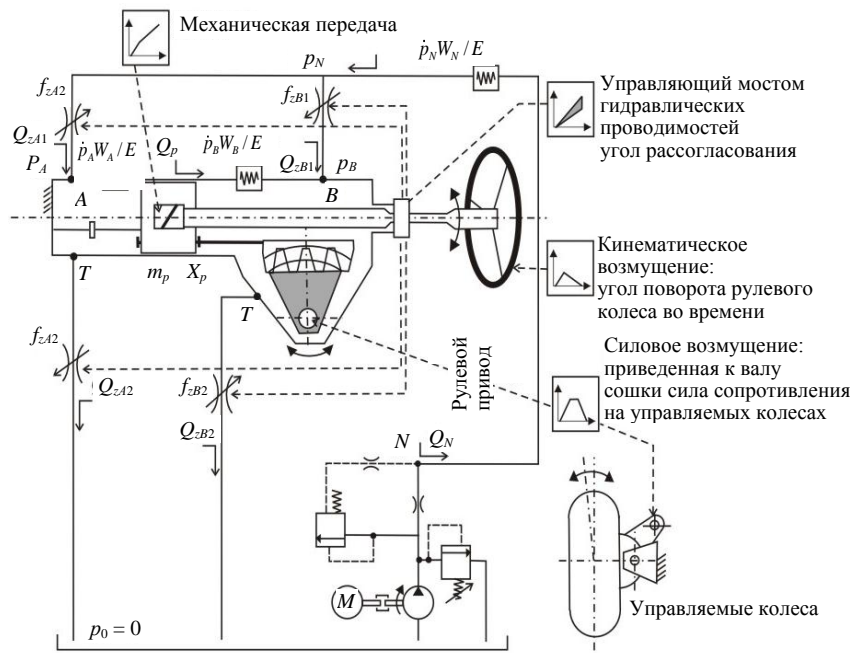


Рис. 1. Схема рулевого управления с гидросилителем, роторным распределителем и встроенным рулевым механизмом

Математическая модель гидравлического контура. Уравнения расходов для системы рулевого управления с совмещенным гидросилителем, включающим роторный распределитель, могут иметь следующий вид для случая поворота руля в сторону, соответствующую повышению давления в полости A:

узел давления насоса N

$$Q_N - Q_{zA1} - Q_{zB1} = 0;$$

узел давления в полости A

$$Q_{zA1} - Q_{zA2} - Q_p = 0;$$

узел давления в полости B

$$Q_{zB1} - Q_{zB2} + Q_p = 0,$$

где Q_p – расход,

$$Q_p = v_p S_p,$$

S_p – площадь поршня; v_p – скорость поршня

$$v_p = X'_p.$$

Эти же значения расходов можно получить через гидравлические проводимости f_{zA1} и f_{zB1} , а также давления в насосной p_N и активной p_A полостях, в полости слива p_B :

$$Q_{zA1} = 0,0291 f_{zA1} (p_N - p_A)^{0,5}$$

или $Q_{zA2} = 0,0291 f_{zA2} p_A^{0,5};$

$$Q_{zB1} = 0,0291 f_{zB1} (p_N - p_B)^{0,5}$$

или $Q_{zB2} = 0,0291 f_{zB2} p_B^{0,5}.$

Производные давлений в узлах имеют вид:

$$p'_N = E(Q_N - Q_{zA1} - Q_{zB1}) / W_N;$$

$$p'_A = E(Q_{zA1} - Q_p - Q_{zA2}) / W_A;$$

$$p'_B = E(Q_{zB1} + Q_p - Q_{zB2}) / W_B,$$

где E – приведенный модуль упругости жидкости; W_i – соответствующий замкнутый объем жидкости, для которого индекс обозначает работающую полость.

Математическая модель механического контура. Механический контур упрощенно моделируется следующими уравнениями:

$$m_p X''_p = (p_A - p_B) S_p + 2M_R \text{tg}(\delta) / d_{vin} - K_d X'_p - P_s(t);$$

$$M'_R = C_R [w(t) - 6,28 X'_p / H_{vin}];$$

$$U' = [w(t) - 6,28 X'_p / H_{vin}];$$

$$X'_p = v_p.$$

В этих выражениях обозначено: X_p – перемещение поршня; m_p – масса поршня и части сопряженных с ним деталей; M_R – момент на рулевом колесе (торсионном валу); δ , d_{vin} , H_{vin} – угол наклона, диаметр и шаг винтовой линии рулевого механизма; C_R – коэффициент крутильной жесткости торсиона; K_d – суммарный коэффициент гидравлического и механического демпфирования в системе; $\omega(t)$ – изменение скорости поворота рулевого колеса во времени при моделировании маневра «перестроение в другую полосу»; $P_s(t)$ – приведенная к поршню сила сопротивления, пропорциональна суммарному моменту сопротивления колес повороту, при движении включает момент сопротивления качению ведущей оси и весовой стабилизирующий момент, связанный с углами установки управляемых колес [1].

Приведение момента сопротивления повороту управляемых колес к продольной силе сопротивления на поршне осуществляется по выражению

$$P_s(t) = (M_y \pm M_f) / (\eta_G r_s i_{sp}),$$

где M_y – упругий весовой стабилизирующий момент; M_f – момент сопротивления качению колес; η_G – гидравлический КПД в паре «цилиндр – поршень», учитывающий утечки; r_s – радиус зубчатого сектора, сопряженного с поршнем; i_{sp} – передаточное число рулевого привода «вал сошки – управляемые колеса».

Текущее значение неупругого момента сопротивления качению управляемых колес при «около нулевых» углах поворота рулевого колеса дополнительно уточняется корректирующим выражением

$$M_f(t) = 2G_k r_k f \alpha(t) / \alpha_{\max}(t),$$

где $\alpha_{\max}(t)$ – значение максимального угла поворота рулевого колеса при совершении полного маневра управления; G_k – радиальная нагрузка на управляемое колесо; r_k – радиус колеса; f – коэффициент сопротивления качению.

Поскольку шаг интегрирования для данного случая был выбран постоянным (10^{-5} с), представленная математическая модель дает

возможность анализировать некоторые нелинейные параметры, не прибегая к дополнительным вычислениям, что позволяет вводить функцию изменения производительности насоса Q_N в зависимости от скорости движения автомобиля. Для изменения уровня силового слежения на различных углах поворота руля одновременно с получением характеристики $Q_N = f(V_a)$ появляется возможность выбирать допустимую степень изменения передаточного числа рулевого привода для крайних $i_{sp} = i_{sp40}$ положений поршня рулевого привода относительно передаточного числа, соответствующую нейтральному положению руля и поршня, т. е. $i_{sp} = i_{sp0}$. Для стабилизации динамических характеристик введением электрогидравлических следящих контуров можно использовать адаптивные системы с настраиваемой связью [2].

Параметры математической модели. При создании и обработке математической модели были сделаны следующие допущения, как и в [3]:

1. Углы поворота левого и правого управляемых колес одинаковы и линейно связаны с перемещением поршня.
2. Радиальная нагрузка при повороте и давление в шинах постоянны.
3. Взаимная кинематика рычагов, шарниров рулевого привода и подвески не влияет на перераспределение момента сопротивления повороту управляемых колес.
4. Перемещение поршня прямо пропорционально углу поворота колес.
5. Податливость элементов рулевого привода и крутильная жесткость шины не учитываются.
6. Модификация кромок ротора не учитывается.
7. Объемная жесткость полостей гидросистемы является постоянной.
8. Производительность Q_N насоса постоянна.

Параметры линейной части модели определены ниже для рассматриваемого случая:

приведенная масса поршня и сопряженных деталей $m_p = 10,0$ кг; крутильная жесткость торсиона $C_R = 2490$ с⁻¹; коэффициент демпфирования $K_d = 6250$ Н·с²/м; модуль упругости $E = 0,7 \cdot 10^9$ Н/м²; плотность рабочей жидкости $\rho = 900$ кг/м³;

объемы гидравлических магистралей: $W_A = W_B = 0,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $W_N = 0,1W_B$; геометрические параметры ротора: диаметр $d_z = 0,022 \text{ м}$; длина $l_z = 0,0195 \text{ м}$; ширина по гильзе $a = 0,006 \text{ м}$; ширина по ротору $b = 0,0056 \text{ м}$; площадь сечения в нейтральном положении $f_0 = 12,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;

параметры рулевого привода: радиус поворотного кулака $a_R = 0,07 \text{ м}$; нагрузка на колесо $G_k = 6000 \text{ Н}$; радиус управляемого колеса $r_k = 0,3 \text{ м}$; угол поперечного наклона шкворня $\beta = 7,0^\circ$; угол продольного наклона шкворня $\gamma = 0,5^\circ$; радиус зубчатого сектора $r_s = 0,028 \text{ м}$; передаточное число рулевого привода $i_{sp} = 1$;

параметры винтовой пары рулевого механизма: средний диаметр винта $d_{vin} = 0,029 \text{ м}$; угол наклона винтовой линии $\delta = 0,114^\circ$; шаг винта $H_{vin} = 0,01043 \text{ м}$; площадь поршня $S_p = 0,0038 \text{ м}^2$; производительность насоса $Q_N = 7,0 \text{ л/мин}$; КПД поршневой группы $\eta_G = 0,8$; суммарный гидромеханический люфт $0 < U_{min} < 0,15^\circ$; максимальный угол закручивания торсиона, соответствующий линейной характеристике $U_{max} = 0,587^\circ$.

Параметры нелинейной части модели – кинематического воздействия – угла поворота рулевого колеса по времени $\alpha(t)$ можно получать аналитически, с использованием синусоидальной зависимости исходя из периода T_u колебаний

$$\alpha(t) = 0,5\alpha_{max}(t) + 0,5\alpha_{max}(t) \times \sin[6,28 / T_u - 3,14/2],$$

также с применением экспоненциального выражения

$$\alpha(t) = \alpha_{max}(t)[1 - e^{-t/T_u}]$$

или же заданием графиком кусочно-линейной функции.

Результаты исследования гидромеханической системы рулевого управления. Динамическая характеристика гидроусилителя в первую очередь интересует разработчика и исследователя с точки зрения оценки переходных процессов, а именно: времени срабатывания системы, плавности включения и устойчивости работы [3]. Одной из разновидностей дина-

ческих характеристик гидроусилителя является график изменения момента на рулевом колесе при резком изменении скорости его вращения. Во время таких испытаний гидроусилителем частота вращения вала рулевого колеса для легковых и грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности не должна превышать 1,5 об/с, а для грузовых автомобилей большой грузоподъемности – 1 об/с [3]. Полученные таким образом характеристики переходных процессов системы являются основными, поскольку связывают качество управления, ее безопасность с параметрами конструкции.

Для рассматриваемого случая исследование системы рулевого управления с гидроусилителем проводили численным моделированием системы дифференциальных уравнений второго порядка методом Рунге – Кутты с постоянным шагом.

Графики динамического изменения площадей «живых» сечений роторного распределителя представлены на рис. 2 для времени протекания исследования процесса $T_{max} = 3 \text{ с}$ применительно к маневру «перестроение автомобиля из полосы в полосу». На рис. 3 изображен график изменения крутящего момента сопряжения «винт – гайка» рулевого механизма.

Параметры переходных процессов представлены в табл. 1.

Обсуждение. Предварительное сопоставление результатов моделирования и натурных испытаний аналогичных действующих систем гидроусилителей для автомобилей с управляемыми мостами и нагрузкой 12 кН выявило приемлемую адекватность математической модели реальному приводу.

Как показали испытания, разработанная модель учитывает динамические характеристики роторного распределительного устройства, обладает всеми качествами, присущими таким гидромеханическим устройствам: быстротой, кинематическим слежением, следящим действием по усилию при различных скоростях, углах поворота рулевого колеса и сопротивлениях управляемых колес. Допустимые значения максимального действующего крутящего момента на рулевом колесе не превышали максимально допустимого (25 Н·м) во всем диа-

пазоне угловых скоростей поворота рулевого колеса.

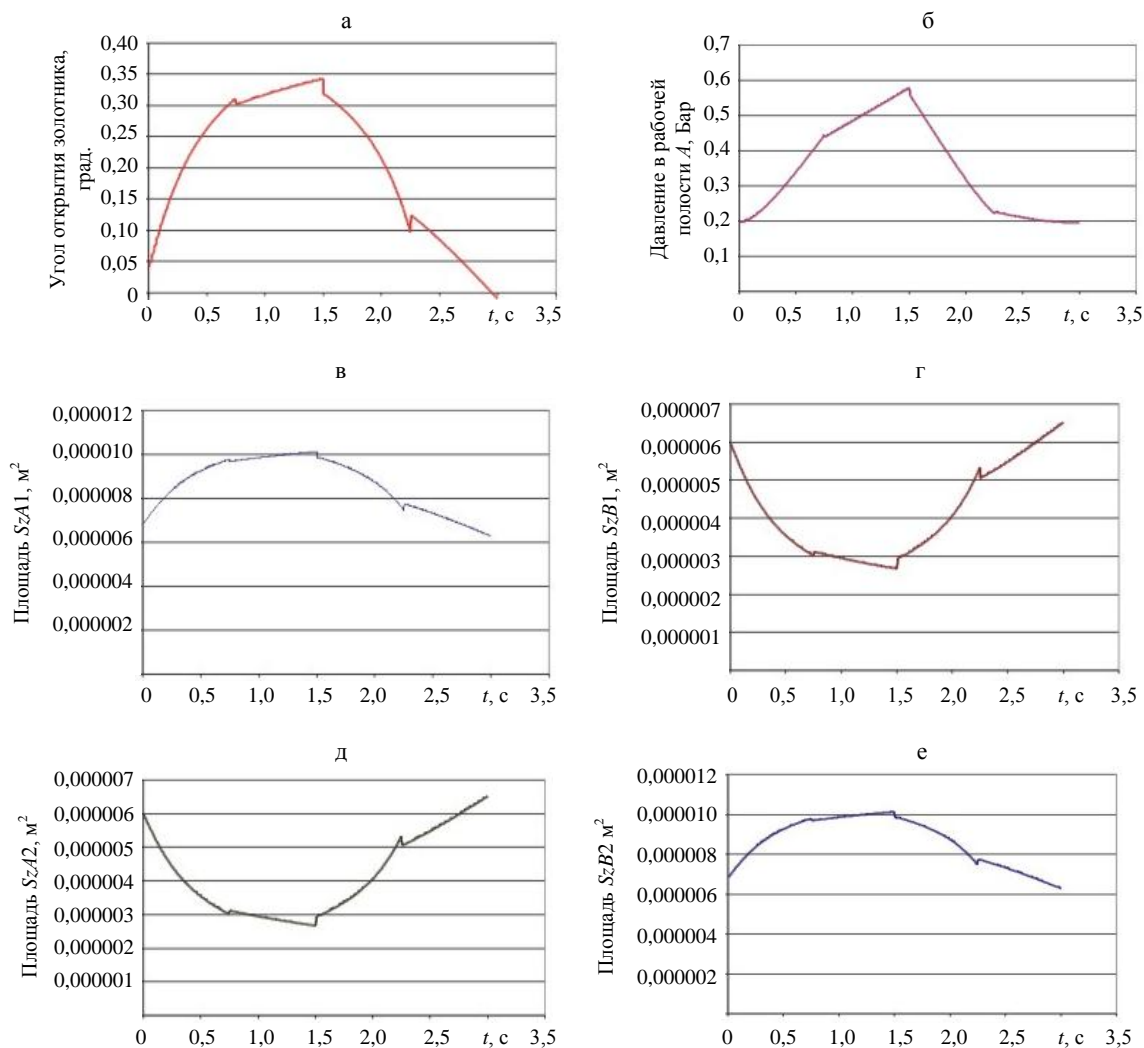


Рис. 2. Графики процессов, полученных путем моделирования: а – угла рассогласования «гильза – ротор»; б – изменения давления в рабочей полости А нагнетания гидроцилиндра; в-е – динамического изменения суммарных «живых» сечений роторного распределителя в полостях zA1, zB2, zA2, zB1 – соответственно

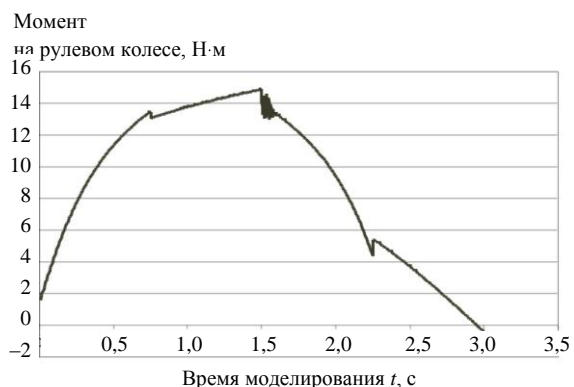


Рис. 3. График изменения динамического крутящего момента сопряжения «винт – гайка» (торсиона) роторного распределителя

Сказанное выше свидетельствует о работоспособности виртуального гидроусилителя рулевого управления и его модели. Эти средства

смогут оказать разработчикам неоценимую помощь в обосновании параметров новых систем управления и их алгоритмов. Более того, в условиях возрастания скоростей движения автомобилей, когда водитель уже физически не справляется отслеживать дорожную обстановку, основным условием поддержания технической безопасности транспортных средств будет перенос части функций на системы автоматической коррекции. Это факт всегда будет коммерчески оправдан и заслужит более высокую оценку потребителя.

В последующем приведенная модель станет частью интегрированного комплекса модулей подсистем шасси автомобиля с целью их параметрического комплектования и создания алгоритмов комплексного управления ими.

Таблица 1

Параметры переходных процессов, полученные моделированием при применении маневра «перестроение в другую полосу»

Параметр	Время переходного процесса при назначаемой испытаниями частоте вращения рулевого колеса, рад/с					
	1,57		3,14		6,28	
Демпфирование* K _д , Н·с/м	7500	9000	10500	12000	16000	18000
Давление в насосной магистрали, МПа	0,17	0,06	0,31	0,070	0,32	0,060
Момент торсиона, Н·м	0,12	0,05	0,29	0,050	0,32	0,050
Скорость поршня, м/с	0,16	0,05	0,30	0,085	0,32	0,065
Средние значения силовых параметров колебательного процесса						
Максимальное давление насосной магистрали, МПа	0,598	0,597	0,72	0,72	0,975	0,98
Установившееся давление насосной магистрали, МПа	0,584	0,583	0,69	0,69	0,89	0,90
Перерегулирование, %	2,300	2,400	4,30	4,30	9,50	8,40
Максимальный момент на рулевом колесе, Н·м	15,800	15,700	17,50	17,50	20,10	20,00
Установившееся значение момента на рулевом колесе, Н·м	14,800	14,700	15,90	15,70	16,80	16,50
Перерегулирование, %	6,700	6,800	10,00	11,40	19,60	21,20
Приведенная сила сопротивления на поршне, Н	2034		2457		3278	
* Зафиксированная в переходном процессе частота колебательного процесса находится в диапазоне 85–95 Гц.						

ВЫВОДЫ

1. Полученные результаты моделирования свидетельствуют о том, что в процессе эксплуатации мобильных машин, оснащенных гидро-

усилителем руля, источником переходных процессов преимущественно является ступенчатое изменение (прерывание действия) кинематических возмущений и силовых факторов.

2. Повышению добротности системы, а также уменьшению времени и амплитуд колебаний будет способствовать введение встраиваемого адаптируемого гистерезисного контура в виде регулируемого демпфера колебаний, который должен нелинейно изменять свои характеристики в зависимости от скорости изменения угла рулевого колеса при «закрытом» положении распределителя. Данное устройство способно также компенсировать износы в системах, устранять отрицательное влияние механических и гидравлических люфтов.

3. Приведенная модель может использоваться для проверки систем управления, содержащих в том числе и звенья с нелинейными характеристиками. Применение модели при разработке, проектировании, исследовании и доводке гидроусилителей позволит получить и реализовать более стабильные характеристики для широкого спектра условий эксплуатации узлов, а также снизить уровень нежелательных колебаний в контуре.

4. Предложенная модель позволяет определять функции контроля и точки диагностики, например расходов и давлений, в контуре рулевого управления с гидроусилителем, а также устанавливать периодичность диагностирования гидравлической части и других параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Автомобили:** конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: учеб. пособие для вузов // А. И. Гришкевич [и др.]. – Минск: Вышэйш. шк., 1987. – 200 с.
2. **Адаптивная** система управления гидроприводом // Ю. А. Борцов [и др.] // Механика, автоматизация, управление. – 2007. – № 11. – С. 12–14.
3. **Гинцбург, Л. Л.** Гидравлические усилители рулевого управления / Л. Л. Гинцбург. – М.: Машиностроение, 1972. – 120 с.

Поступила 02.03.2012