

**СИНТЕЗ ЦИФРОВОЙ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ЭЛЕКТРО-ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ КАТЕГОРИИ N<sub>3</sub>****1. Постановка задачи**

Динамические характеристики автомобиля существенно зависят и от изменения внешней среды – разъезд на узких дорогах с транспортом, движущимся навстречу с большой относительной скоростью, создающий мощный боковой импульс давления, порывы ветра, выбоины, ямы и прочие случайные факторы, которые не позволяют сохранить прямолинейность движения автомобиля.

Исходя из этого, такой объект управления, как автомобиль, который является основным в цепочке водитель – рулевое управление – автомобиль – дорога, должен быть устойчивым в движении. При этом водитель транспортного средства должен иметь возможность управлять автомобилем таким образом, чтобы исключить возникновение опасных ситуаций, иметь возможность откорректировать, а затем и стабилизировать режим движения.

Если транспортное средство при движении автомобиля на прямолинейном участке дороги начинает уклоняться в сторону, то возникает необходимость корректировки направления движения поворотом рулевого колеса, что в свою очередь при неправильных действиях водителя может вызвать автоколебания управляемых колёс. Однако избыточная курсовая устойчивость автомобиля так же может спровоцировать ДТП, поскольку в этом случае машина ограничена в маневренности [5].

Современное автомобилестроение – компании: Mercedes-Benz, Honda, Volvo, Toyota, Renault и др. рассматривают вопрос курсовой устойчивости автомобиля с особой тщательностью и устанавливают на свои автомобили пропорциональные электрические или гидравлические усилители рулевого управления. По статистике 14% дорожно-транспортных происшествий автомобилей категории N<sub>3</sub> в мире происходит по причине потери управляемости на прямолинейном участке дороги. В протоколах автоинспекции в таких случаях чаще всего звучит причина ДТП – «водитель не справился с управлением», что в свою очередь позволяет ошибочно связать психо-эмоциональное состояние водителя со случившимся дорожно-транспортным происшествием. Но реальность не всегда такова. Во время движения автомобиля взаимодействуют такие обязательные факторы динамической системы как водитель – рулевое управление – автомобиль – дорога.

В процессе прямолинейного движения автомобиля категории N<sub>3</sub>, оборудованного гидроусилителем рулевого управления, обеспечивающим постоянное усилие на рулевом колесе, со скоростью более 60 км/час по относительно ровному и гладкому дорожному покрытию иногда возникают автоколебания управляемых колёс см. серию кадров видеорегистратора, приведенных на рисунке 1.1. Причинами возбуждения автоколебаний, в том числе с увеличивающейся амплитудой, могут послужить связанные с условиями движения (неровность дорожного покрытия, аква-планирование, порыв ветра и др.) ошибочные знакопеременные корректирующие воздействия водителя на рулевое колесо, не корректно учитывающие инерционность автомобиля.

Рисунок 1.1 – Колебания управляемых колёс грузового автомобиля

Частота автоколебаний управляемых колёс в зависимости от опыта водителя и конструктивных особенностей рулевого управления может находиться в пределах 0,3÷3 Гц, а амплитуда может достигать десяти и более градусов.

Таким образом, задача повышения курсовой устойчивости автомобиля категории N<sub>3</sub> за счёт применения активного автоматизированного рулевого управления в виде цифровой автоматизированной системы курсовой устойчивости (АСКУ) является актуальной.

***2. Принцип работы цифровой автоматизированной электро-гидравлической системы курсовой устойчивости автомобиля, оборудованного гидроусилителем рулевого управления***

Принцип работы системы заключается в обеспечении пропорционального регулирования в пределах эргономических норм усилия (момента сопротивления вращению) на рулевом колесе в зависимости от скорости движения автомобиля – чем выше скорость движения автомобиля, тем больше момент сопротивления вращению рулевого колеса.

Рисунок 2.1 – Структурная схема АСКУ

Регулирование усилия на рулевом колесе обеспечивается за счет установки в штатный рулевой механизм специально разработанного гидромеханического фрикционного блока, конструкция и расчёт параметров которого приведены ниже.

Таким образом, система призвана препятствовать резкому повороту рулевого колеса при движении автомобиля на высоких скоростях.

Повышение курсовой устойчивости автомобиля категории N<sub>3</sub> имеет существенное влияние на безопасность движения в диапазоне скоростей от средней 60 км/час до максимальной 110 км/час [6].

При управлении автомобилем на скоростях движения менее 60 км/час наоборот требуется повышенная маневренность, особенно в городских условиях, поэтому в этом случае система отключается.

Структурная схема предлагаемой цифровой автоматизированной электро-гидравлической системы курсовой устойчивости автомобиля, на примере бронетранспортёра БТР-4Е, приведена на рисунке 2.1. Здесь имеют место следующие обозначения:

$v_{изм(j)}$  – измеренное значение скорости движения автомобиля на текущем такте работы системы;

$v_{(j)}$  – фильтрованное значение измеренной скорости движения автомобиля;

$v_{(j-1)}$  – фильтрованное значение измеренной скорости движения автомобиля на предыдущем такте работы АСКУ;

$\Delta t$  – длительность такта работы АСКУ;

$T_{\phi 1}$  – постоянная времени фильтра;

$p_z$  – заданное значение давления масла в поршневой камере фрикционного блока;

$\dot{p}_z$  – производная заданного значения давления масла в поршневой камере фрикционного блока [8];

$p_{max}$  – максимальное значение давления масла в поршневой камере фрикционного блока;

$v_{max}$  – значение скорости движения автомобиля (110 км/час), соответствующее максимальному усилию на рулевом колесе;

$v_0$  – значение скорости движения автомобиля (60 км/час), при котором происходит выключение АСКУ;

$k_0 = \frac{p_{max}}{(v_{max} - v_0)}$  – коэффициент пропорциональности;

$T_z$  – постоянная времени дифференцирующего звена;

$p_{изм(j)}$  – измеренное значение давления масла в поршневой камере фрикционного блока;

$p_{(j)}$  – фильтрованное значение измеренного давления в поршневой камере фрикционного блока;

$p_{(j-1)}$  – фильтрованное значение измеренного давления в поршневой камере фрикционного блока на предыдущем такте работы АСКУ;

$T_{\phi 2}$  – постоянная времени фильтра;

$\dot{p}$  – производная измеренного значения давления масла в поршневой камере фрикционного блока [8];

$T$  – постоянная времени дифференцирующего звена;

$\varepsilon$  – величина управления цифрового пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) регулятора [9];

$K_1$ ,  $K_2$  и  $K_3$  – коэффициенты усиления при пропорциональной, дифференциальной и интегральной составляющей ПИД-регулятора соответственно;

$I$  – значение тока управления в обмотке электромагнита пропорционального редукционного электрогидроклапана (ЭГК);

$I_{max}$  – максимальное значение тока управления в обмотке электромагнита пропорционального редукционного электрогидроклапана (ЭГК).

Структурная схема АСКУ построена на базе цифрового ПИД-регулятора. Выбор оптимальных коэффициентов усиления  $K_1$ ,  $K_2$  и  $K_3$  выполняется вариационным методом [7] в результате математического моделирования работы системы. При этом, критерием оптимальности коэффициентов усиления служит минимальное значение интегрального квадратичного функционала вида:

$$F(v, K_1, K_2, K_3) = \min \left\{ \int_{t_1}^{t_2} (p - p_z)^2 dt \right\} \quad (2.1)$$

на фіксованому інтервалі часу  $t_1 \div t_2$ .

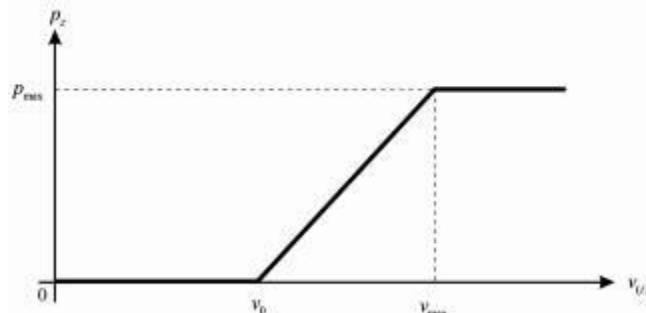


Рисунок 2.2 – Закон формування заданого значення тиску в поршневої камері фрикційного блоку

Закон формування заданого значення тиску  $p_z$ , а рівно зусилля на рулевому колесі  $F_{pk}$ , см. блок 4 на рисунку 2.1 і рисунок 2.2, може уточнюватися по результатам ходових випробувань при русі по рівних ділянках автомобільних доріг 1<sup>ї</sup> і 2<sup>ї</sup> категорії на основі експертної оцінки водія-випробувача і зовнішніх спостерігачів, русі за слідом на іншому транспортному засобі.

### 3. Технічна реалізація АСКУ в изделиі БТР-4Е і принципи її функціонування

Фрикційний блок, зображений на рисунку 3.1, складається з нерухомого корпусу 2, закріпленого на полові кабіни, в якому знаходиться поршень 1 з ущільнювальними кільцями 10 і 11, корпусної шлицевої втулки 3 з ведомими дисками тертя 8. Підвижний вал 5 з ведучими дисками 9 і верхньої кришкою 6 встановлений в корпусі на бронзових втулках 7 і 12. Конструкція в зборі утримується стопорним кільцем 4.

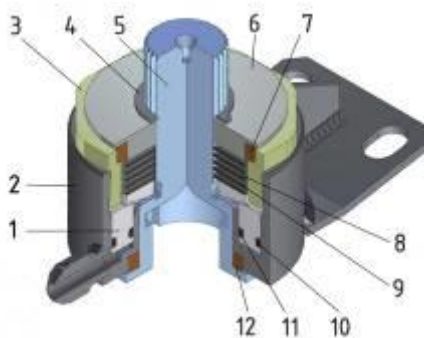


Рисунок 3.1 – Фрикційний блок

1 – поршень; 2 – корпус; 3 – втулка корпусна; 4 – кільце стопорне; 5 – вал; 6 – кришка верхня; 7 – втулка верхня; 8 – диск ведомий; 9 – диск ведучий; 10, 11 – кільця ущільнювальні; 12 – втулка нижня

Фрикційний блок встановлюється на валу між рулевим колесом і рулевим механізмом (рисунку 3.2). Вал фрикційного блоку 3 з'єднаний з карданним валом 2 рулевої колонки 1 і передає обертання останній на рулевий механізм 4.

При подачі робочої рідини з певним тиском в поршневу камеру фрикційного блоку, поршень площею  $S_n = 15 \text{ см}^2$  стискає фрикційні диски з відповідним зусиллям. Виникають при цьому в дисках сили тертя створюють момент, протилежний напрямку обертання рулевого колеса і приводять до збільшення зусиль на рулевому колесі до заданої електронним блоком величини.

При зменшенні тиску в поршневій камері фрикційного блоку стиснення дисків, а відповідно, і сила тертя в них послаблюється, зменшуючи зусилля на рулевому колесі.

В конструкции фрикциона применены ранее разработанные и хорошо зарекомендовавшие себя в работе в других узлах, стальные фрикционные диски с  $R_n = 2,45$  см,  $R_g = 1,35$  см. По три ведущих и три ведомых диска составляют шесть пар трения ( $z = 6$ ). Коэффициент трения  $f_{mp}$  для пары «сталь по стали», работающей всухую при малых скоростях перемещения и чистой обработке поверхностей дисков принят равным 0,1 [2].

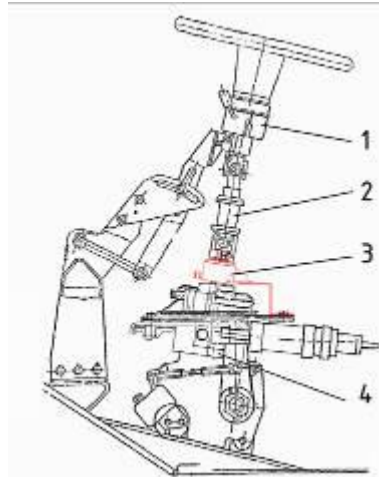


Рисунок 3.2 – Установка фрикционного блока  
1 – рулевая колонка; 2 – карданный вал; 3 – фрикционный блок; 4 – рулевой механизм

Для управления давлением в поршневой камере фрикционного блока в контуре рулевого управления гидросистемы бронетранспортера устанавливается пропорциональный редуцирующий электрогидроклапан КР. На рисунке 3.3 приведена схема гидравлическая принципиальная модифицированного контура рулевого управления БТР-4Е с исполнительными механизмами и датчиком давления АСКУ [10].

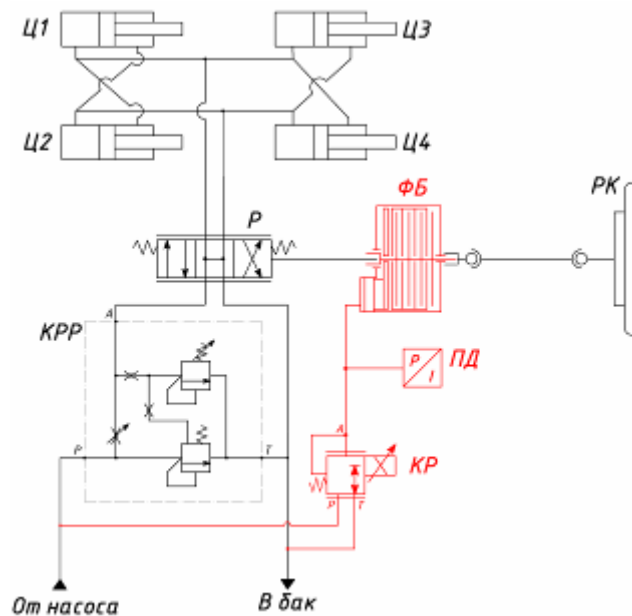


Рисунок 3.3 – Модифицированный контур рулевого управления с исполнительными механизмами и датчиком давления АСКУ. Схема гидравлическая принципиальная  
ФБ – фрикционный блок; Р – рулевой механизм; РК – рулевое колесо; КР – клапан редуцирующий пропорциональный; ПД – датчик давления; КРР – комбинированный регулятор расхода с предохранительным клапаном;  
Ц1...Ц4 – гидроцилиндр рулевого управления

#### 4. Описание конструкции и расчёт параметров фрикционного блока АСКУ

Для расчёта параметров фрикционного блока необходимо определить зависимость усилий на рулевом колесе, от величины силы трения в тормозящем фрикционе.

Условие равенства моментов на ведущем и ведомом конце рулевой колонки согласно [1] может быть записано в виде:

$$M_{pk} = M_{\phi} + M_{\Delta}, \text{ кгс}\cdot\text{см}, \quad (4.1)$$

где  $M_{pk}$  – момент рулевой колонки, возникающий при воздействии водителя на рулевое колесо, кгс·см;  $M_{\phi}$  – момент трения фрикционного блока, кгс·см;  $M_{\Delta}$  – постоянный момент, обеспечиваемый настройкой штатного гидроусилителя рулевого управления, кгс·см.

Момент рулевой колонки  $M_{pk}$  определяется по формуле:

$$M_{pk} = F_{pk} \cdot R_{pk}, \text{ кгс}\cdot\text{см}, \quad (4.2)$$

где  $F_{pk}$  – усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу, кгс;  $R_{pk}$  – радиус рулевого колеса, см.

Момент трения фрикциона  $M_{\phi}$  согласно [1] определяется выражением:

$$M_{\phi} = F_{\phi p} \cdot f_{mp} \cdot z \cdot R_c, \text{ кгс}\cdot\text{см}, \quad (4.3)$$

где  $F_{\phi p}$  – усилие, сжимающее диски трения, кгс;  $f_{mp}$  – коэффициент трения;  $z$  – число пар трущихся поверхностей;  $R_c$  – радиус приложения равнодействующей элементарных сил трения, возникающих на дисках трения, см.

Формула для вычисления усилия прижима фрикционных дисков  $F_{\phi p}$ :

$$F_{\phi p} = p \cdot S_n, \text{ кгс}, \quad (4.4)$$

где  $p$  – давление жидкости в поршневой камере тормозящего фрикциона, кгс/см<sup>2</sup> регулируемое пропорциональным редукционным электрогидроклапаном (рисунок 3.3);  $S_n$  – площадь поршня фрикциона, см<sup>2</sup>.

Радиус приложения равнодействующей элементарных сил трения  $R_c$ , см принято определять по формуле [1]:

$$R_c = \frac{R_n + R_g}{2}, \quad (4.5)$$

где  $R_n$  – наружный радиус диска трения, см;  $R_g$  – внутренний радиус диска трения, см.

Следовательно, величину усилия на рулевом колесе как функцию от давления в поршневой камере тормозящего фрикциона  $F_{pk} = f(p)$ , кгс можно записать как:

$$F_{pk} = p \cdot S_n \cdot f_{mp} \cdot z \cdot \frac{R_c}{R_{pk}} + \Delta. \quad (4.6)$$

Учитывая выражение (4.5) можно записать:

$$F_{pk} = p \cdot \frac{S_n \cdot f_{mp} \cdot z \cdot (R_n + R_g)}{2R_{pk}} + \Delta. \quad (4.7)$$

Поскольку двойной радиус рулевого колеса есть его диаметр, то

$$2R_{pk} = D_{pk}, \quad (4.8)$$

где  $D_{рк}$  – диаметр рулевого колеса.

Тогда выражение для расчёта усилия на рулевом колесе в зависимости от величины давления в поршневой камере фрикционного блока примет вид:

$$F_{рк} = p_n \cdot \frac{S_n \cdot f_{мп} \cdot z \cdot (R_n + R_в)}{D_{рк}} + \Delta, \text{ кгс.} \quad (4.9)$$

Параметры  $S_n$ ,  $R_n$ ,  $R_в$ ,  $z$  и  $D_{рк}$  определяются конструкцией фрикционного блока, а так же рулевого колеса и являются постоянными величинами; Коэффициент трения  $f_{мп}$  зависит от материала трущихся пар и в меньшей степени от температуры и скорости скольжения, его также в первом приближении можно считать постоянной величиной. Варьируя значениями давления в поршневой камере фрикционного блока  $p$  можно получить необходимые значения усилий на рулевом колесе. Фрикционный блок позволит пропорционально регулировать дополнительное усилие  $F_{рк}$  на рулевом колесе, диаметр которого  $D_{рк} = 40$  см, в диапазоне от 0 до 10 кгс при изменении давления в поршневой камере фрикционного блока от 0 до  $p_{\max} = 1,8$  МПа. Учитывая постоянный момент с усилием на рулевом колесе  $\Delta \approx 6,5$  кгс, обеспечиваемый настройкой штатного гидроусилителя рулевого управления, при максимальном давлении 1,8 МПа в поршневой камере фрикционного блока суммарное усилие на рулевом колесе может достигать 16,5 кгс, что находится в пределах эргономических норм для водителей автомобилей категории N<sub>3</sub>.

### 5. Электрогидравлические исполнительный механизм и датчик давления АСКУ

Характеристики пропорционального редуционного электро-гидроклапана представлены в таблице на рисунке 5.1 [3].

Клапан редуционный пропорциональный FTDRE 2K	
Условный проход Ду, мм	2
Максимальное редуцируемое давление Pa, бар	18
Максимальное входное давление Pp, бар	100
Расход (при Δp = 7 бар), л/мин	2
Рабочая температура, °C	-30...+120
Температура жидкости, °C	-30...+80
Масса, не более, кг	0,16
Тип электрического тока	постоянный
Напряжение, В	24
Максимальный ток, А	0,8
Сопротивление обмотки (20 °C), Ом	12
Продолжительность включения	100%
Частота импульсов (рекомендуемая), Гц	150



Рисунок 5.1– Характеристики пропорционального редуционного электрогидроклапана

Регулирование давления на выходе редуционного клапана (канал А рисунок 3.3) осуществляется электронным блоком АСКУ, подающим управляющий электрический сигнал на обмотку электромагнита редуционного электрогидроклапана в зависимости от скорости движения автомобиля. Диаграмма работы пропорционального редуционного электрогидроклапана, согласно данным производителя, представлена на рисунке 5.2.

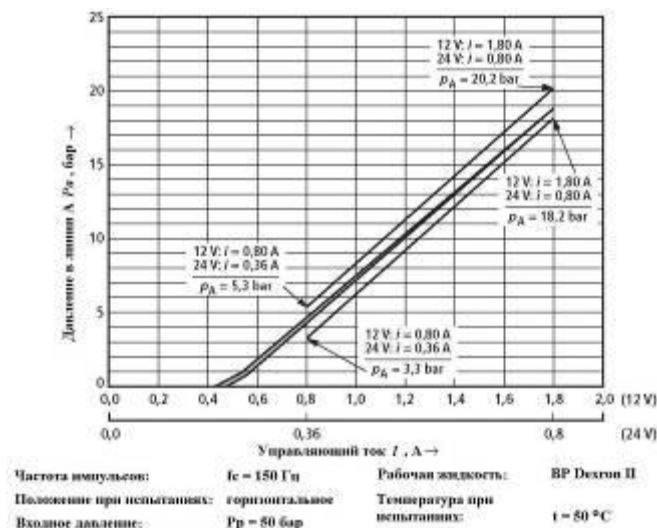


Рисунок 5.2 – Диаграмма работы пропорционального редукционного электрогидроклапана (ЭГК) Обратная связь с электронным блоком АСКУ (блок 3 рисунку 2.1) осуществляется с помощью датчика (ПД рисунок 3.3), измеряющего давление в поршневой камере фрикционного блока. Параметры тензорезистивного датчика давления представлены в таблице на рисунке 5.3 [4].

Производитель:	WKA Alexander Wiegand (Германия)	
Номер по каталогу:	01 (новое наименование) или МН-2 (устаревшее наименование)	
Тип:	Тензорезистивный	
Диапазон давлений:	0...25 бар	
Погрешность:	±1%	
Выходной сигнал:	4...20 мА (двухпроводное подключение)	
Питание:	10...30 В постоянного тока	
Присоединение:	G1/4	
T <sub>205</sub> измеряемой среды:	-40 °C...+125 °C	
T <sub>202</sub> окружающей среды:	-40 °C...+100 °C	
Защита от ударных нагрузок:	500g (механический удар)	
Защита от вибрации:	20g (вибрация в усилении резонанса)	
Материалы, контактирующие с измеряемой средой:	Нержавеющая сталь с добавками CrNi	
Пылевлагозащита:	IP67	
Масса:	70 г	

Рисунок 5.3 – Тензорезистивный датчик давления OT-1

### 6. Выводы и рекомендации

1. Предложено решение проблемы повышения безопасности эксплуатации автомобилей категории N<sub>3</sub>, при прямолинейном движении на высоких скоростях по автомобильным дорогам общего пользования за счёт использования цифровой автоматизированной электрогидравлической системы курсовой устойчивости (АСКУ) автомобиля категории N<sub>3</sub>, построенной на базе пропорционально-интегрально-дифференциального регулятора.

2. Выполнен параметрический синтез и предложена конструктивная реализация составных частей Системы курсовой устойчивости автомобиля на примере её интеграции в штатный контур рулевого управления бронетранспортёра БТР-4Е.

3. Предложенная в статье структурная схема Системы курсовой устойчивости, может быть адаптирована для автомобилей всех категорий, оборудованных штатным гидроусилителем рулевого управления с постоянным усилием на рулевом колесе.

Литература



1. «Конструкция и расчет танков», д.т.н., проф., инженер-полковник А.Г. Козлов, к.т.н., доц., инженер-полковник К.А. Талу, М. Военная ордена Ленина академия бронетанковых войск им. И.В.Сталина, 1958 г.
2. «Трение, изнашивание и смазка», справочник, т.1, под ред. д.т.н., проф. И.В. Крагельского и к.т.н. В.В. Алисина, М. Машиностроение, 1978 г.
3. Каталог RE 58032, Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, D-97813 Lohr am Main, 2003.
4. Каталог RE 81.37, WIKА Alexander Wiegand Gmbh & Co, 2002.
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е., Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.:Машиностроение, 1989г.– 240 с.
6. Смирнов Г.А., Теория движения колёсных машин. – 2е изд. доп. и перераб., М.:Машиностроение, 1990 г. – 352 с.
7. Слюсаренко Ю.А. Вариационный метод решения задачи поиска оптимальных параметров закона управления, в процессе синтеза системы автоматизированного управления поворотом боевой гусеничной машины. // «Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України», 2011 г., №1(17), – с. 54–62.
8. Летов А.М. Математическая теория процессов управления. – М.: Наука, 1981. –255 с.
9. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1972. – 767 с.
10. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро и пневмосистем.– М.: Машиностроение, 1982.–504 с.

Bibliography (transliterated)

1. «Konstruktsiya i raschet tankov», d.t.n., prof., inzhener-polkovnik A.G. Kozlov, k.t.n., dots., inzhe-ner-polkovnik K.A. Talu, M. Voennaya ordena Lenina akademiya bronetankovyih voysk im. I.V.Stalina, 1958.
2. «Trenie, iznashivanie i smazka», spravochnik, t.1, pod red. d.t.n., prof. I.V. Kragelskogo i k.t.n. V.V. Alisina, M. Mashinostroenie, 1978.
3. Katalog RE 58032, Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, D-97813 Lohr am Main, 2003.
4. Katalog RE 81.37, WIKA Alexander Wiegand GmbH & Co, 2002.
5. Litvinov A.S., Farobin Ya.E., Avtomobil: Teoriya ekspluatatsionnyih svoystv. M.:Mashinostroenie, 1989.– 240 p.
6. Smirnov G.A., Teoriya dvizheniya kolyosnyih mashin. – 2e izd. dop. i pererab., M.:Mashinostroenie, 1990.– 352 p.
7. Slyusarenko Yu.A. Variatsionnyiy metod resheniya zadachi poiska optimalnyih parametrov zakona upravleniya, v protsesse sinteza sistemyi avtomatizirovannogo upravleniya povorotom boevoy gusenichnoy mashinyi. «Zbirnik naukovih prats Akademiyi vnutrishnih viysk MVS UkraYini», 2011, #1(17), – p. 54–62.
8. Letov A.M. Matematicheskaya teoriya protsessov upravleniya. – M.: Nauka, 1981. –255 p.
9. Besekerskiy V.A., Popov E.P. Teoriya sistem avtomaticheskogo regulirovaniya.– M.: Nauka, 1972.–767 p.
10. Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro i pnevmosistem. – M.: Mashinostroenie, 1982. –504 p.

УДК 681.527

Слюсаренко Ю.О.

**СИНТЕЗ ЦИФРОВОЇ АВТОМАТИЗОВАНОЇ ЕЛЕКТРО-ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ N<sub>3</sub>**

В статті розроблені принципи створення автоматизованої цифрової Системи курсової стійкості на прикладі її інтеграції в контур кермового управління колісного бронетранспортера, обладнаного штатним гідро-підсилювачем, з метою підвищення безпеки руху на високих швидкостях.

Sljusarenko J.A.

**SYNTHESIS DIGITAL AUTOMATED ELECTRO-HYDRAULIC SYSTEM OF COURSE STABILITY FOR THE CAR OF CATEGORY N<sub>3</sub>**

In article principles of a building course stability System on an example its integration into a contour of a steering wheel armored personnel carrier equipped with the regular hydro-amplifier, for the purpose of increase safety moving on high speeds are developed.