

Компьютерное моделирование автомобильных систем круиз-контроля.

С.Е. Бузников, П.В. Тамбулатов

Кафедра "Управление и информатика в технических системах", МИЭМ

Контактная информация: С.Е. Бузников тел. раб. (495) 916 88 49, e-mail: buznikof@mail.ru, П.В. Тамбулатов тел. моб. (926)129 49 62, pasha.vt@yandex.ru

Одним из наиболее перспективных направлений решения проблемы безопасности движения автомобилей, развиваемым ведущими зарубежными фирмами, является создание систем активной безопасности и повышения уровня комфортности управления [1].

Вычислительные возможности современных управляющих компьютеров позволяют использовать для решения задач управления достаточно сложные математические модели объектов и условий внешней среды. В этих условиях становится актуальным применение новых информационных технологий, ориентированных на решение прикладных задач управления.

Среди современных автомобильных систем заметное место занимают системы круиз-контроля, обеспечивающие автоматическую стабилизацию скорости движения в условиях изменений профиля трассы, скорости и направления ветра, давлений воздуха в шинах, полной массы автомобиля, состояния дорожного покрытия и других факторов. Автоматическое управление способствует как увеличению средней скорости прохождения длинных маршрутов за счет уменьшения числа остановок, необходимых для восстановления мышечного тонуса, так и снижению числа ошибок управления, обусловленных утомляемостью водителя.

Однако на практике применение современных систем круиз-контроля порождает ряд проблем, к числу которых относятся:

- возникновение незатухающих автоколебаний в некоторых режимах движения;
- провалы управления в момент включения круиз-контроля;
- значительные ошибки стабилизации на крутых подъемах и спусках;
- возникновение недопустимых продольных скольжений продольных колес на скользких покрытиях.

Целью исследования является компьютерное моделирование систем круиз-контроля и проведение сравнительного анализа свойств систем, построенных на основе типовых регуляторов и одношагового дискретного регулятора. Моделирование процесса управления движением проводилось в среде Matlab 7.6.0 (R2008a).

На содержательном уровне задача управления состоит в формировании управляющего воздействия на дроссельную заслонку U_2 из допустимого множества $U_{2\text{доп}}$, обеспечивающего минимизацию квадратичного функционала качества управления [2] вида:

$$Q(t_2) = C_0 \int_{t_1}^{t_2} [E(\tau)]^2 d\tau + \int_{t_1}^{t_2} \sum_{i=1}^4 C_i [S_i(\tau) - S^*]^2 d\tau \Rightarrow \min, \quad (1)$$

при $U_1 \in U_{1\text{доп}}$, $U_2 \in U_{2\text{доп}}$; $U_3 = 0$ и $|\psi_c| \leq \psi_c^*$, где

$$C_i = \begin{cases} 0, & \text{если } S_i \leq S^*; \\ C_i^* \gg 0, & \text{если } S_i > S^*, 1 \leq i \leq 4; \end{cases}$$

ψ_c – угол поворота управляемых колес; ψ_c^* – граничное значение модуля угла поворота управляемых колес; $E(\tau) = [V_{mz} - V_m(\tau)]$ – ошибка стабилизации; V_{mz} – заданная скорость движения; $S_i = \Delta V_{Si} \cdot V_m^{-1}$ – скольжение i -го колеса; S^* – граничное значение скольжения при $k_S(S^*) = k_S^*$.

Решение задачи оптимального управления (1), которая сводится к классической задаче Больца, будем искать в виде уравнения регулятора $U_2(k)$ для дискретных моментов времени, используя метод аналитического конструирования [3] регуляторов.

В качестве математической модели объекта управления используется система дифференциальных уравнений продольного движения центра масс:

$$\begin{cases} \dot{V}_m = a_{dT}(U) - k_x m_0^{-1} V_m^2 - k_{Tp} g \sum_{i=1}^4 m_i m_0^{-1} f_i(P_i) - \alpha_T g; \\ \dot{L}_m = V_m, \text{ где} \end{cases} \quad (2)$$

L_m – путь, пройденный центром масс; V_m – продольная скорость центра масс; $\dot{V}_m = a_m$ – продольное ускорение центра масс; $U = (U_1, U_2, U_3)^T$ – вектор управляющих воздействий на органы управления трансмиссии, двигателя и тормозов; k_x – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления; k_{Tp} – коэффициент трения качения шин; α_T – угол тангажа.

Уравнение тягового ускорения $a_d(U_1, U_2)$ определяется путем линейной аппроксимации зависимости мощности двигателя и приводится к виду [4]:

$$a_d(U_1, U_2) = \begin{cases} A_{10}(U_1) \cdot U_2, & \text{если } V_m \leq V_m^*(U_1) \cdot U_2 \text{ и } U_1 \neq 0; \\ [A_{11} V_m^{-1} U_2^2 - A_{12} U_2], & \text{если } V_m > V_m^*(U_1) \cdot U_2 \text{ и } U_1 \neq 0; \\ 0, & \text{если } U_1 = 0, \end{cases} \quad (3)$$

Величина тягового ускорения ограничена вследствие ограниченности сил трения скольжения, уравновешивающих тяговые силы ведущих колес:

$$a_d^*(U) = \begin{cases} a_d, & \text{если } a_s^H \leq a_d \leq a_s^B; \\ a_s^B, & \text{если } a_d > a_s^B; \\ a_s^H, & \text{если } a_d < a_s^H, \text{ где} \end{cases} \quad (4)$$

a_s^B и a_s^H – верхние и нижние границы тяговых ускорений, определяемые силами трения скольжения ведущих колес, определенным образом зависящие от распределения масс, колесной базы автомобиля и от максимального значения коэффициента трения скольжения ведущих колес k_s^* .

Точное решение задачи (1) достигается при использовании одношагового дискретного регулятора.

Уравнение одношагового регулятора, обеспечивающего компенсацию ошибки за один шаг ΔT в дискретном времени, определяется из уравнения продольного движения центра масс (2):

$$a_d^*(k) = E(k)\Delta T^{-1} + k_x m_0^{-1} V_m^2(k) + k_{тр}g + \hat{\alpha}_T(k)g, \text{ где}$$

$$\hat{\alpha}_T(k) = \alpha_T(k-1) - \text{оценка угла тангажа на } (k-1) \text{ шаге, определяемая по уравнению:}$$

$$\hat{\alpha}_T(k) = g^{-1} [\alpha_d(k-1) - \alpha_m(k-1) - k_x m_0^{-1} V_m^2(k-1)] - k_{тр}.$$

Учет ограничений для скольжений ведущих колес $S_i(k) \leq S^*$ сводится к введению ограничений по тяговому ускорению $a_d < a_d < a_d$.

Управляющее воздействие $U_2^*(k)$ определяется из уравнения тягового ускорения (3) при идентификации параметров двигателя и трансмиссии:

$$U_2^*(k) = \begin{cases} a_d(k)A_{10}^{-1}(U_1), & \text{если } a_d(k) \geq a_{тр}, U_3 = 0 \text{ и } |\psi_c| \leq \psi_c^*; \\ 0.5A_{12}A_{11}^{-1}V_m + \text{Re} \sqrt{D}, & \text{если } a_d(k) < a_{тр}, U_3 = 0 \text{ и } |\psi_c| \leq \psi_c^*; \\ U_{2\min}, & \text{если } U_3 > 0 \text{ или } |\psi_c| > \psi_c^*, \text{ где} \end{cases}$$

$$a_{тр} = A_{10}(U_1) \cdot V_m [V_m^*(U_1)]^{-1}; \quad D = [0.25A_{12}^2 A_{11}^{-2} V_m^2 + A_{11}^{-1} V_m a_d(k)].$$

Результирующее управляющее воздействие $U_2(k)$ определяется с учетом ограничений на допустимую область $U_{2\text{доп}}$: $U_2(k) < U_{2\text{доп}} < 1$.

На рис.1 приведены результаты моделирования системы круиз-контроля с одношаговым регулятором для заднеприводного автомобиля ВАЗ 2106 с параметрами: $m_0 = 1400$ кг; $W_{\max} = 80$ л.с.; $|\alpha_E| = 0.08$; $N_{\text{дв}}^* = 5600$ об/мин; $R_c = 0.29$ м; $R_d = 0.27$ м; $k_{\text{ред}} = 4.1$; $k_{\text{п}} = 1.0$; $V_{mz}^*(4) = 41.6$ м/с; $(m_1 + m_2)m_0^{-1} = 0.6$; $b = 2.424$ м, $U_1 = 4$, $V_m = 25$ м, $\mu = 1$ в условиях движения по сухой поверхности с переменным углом тангажа. Шаг вычислений $\Delta T = 0.5$ с.

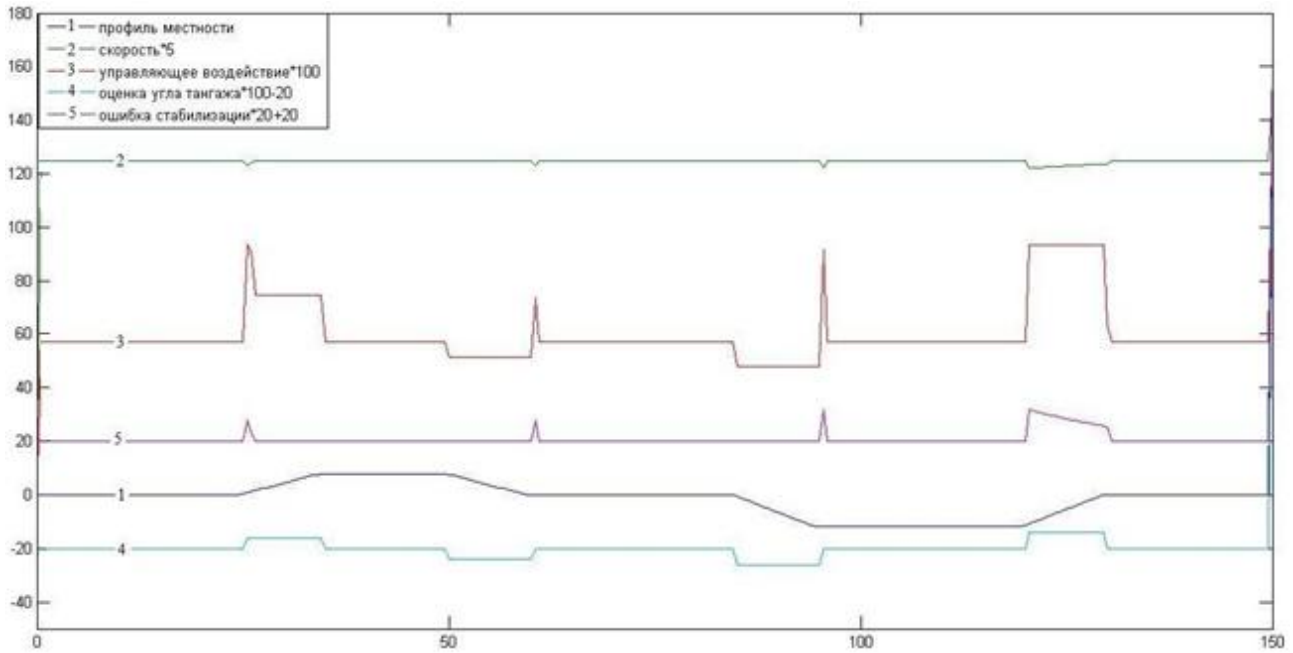


Рис.1 Результаты моделирования системы круиз-контроля с одношаговым регулятором

Анализ результатов моделирования системы круиз-контроля с одношаговым регулятором показывает, что формируемое им управляющее воздействие обеспечивает минимизацию ошибки управления в функционале качества управления (1) в тех случаях, когда вычисляемое управляющее воздействие принадлежит допустимому множеству. В том случае, когда вычисляемое управляющее воздействие превышает верхнюю границу $\mu = 1$, ошибка управления сохраняется не равной нулю на некотором временном интервале. Снижение уровня ошибок в моменты изменения угла тангажа может достигаться за счет уменьшения шага квантования.

Однако, использование рассмотренного одношагового регулятора предполагает наличие адекватных оценок параметров модели движения автомобиля, включая полную массу, коэффициент аэродинамического сопротивления, коэффициент трения

качения , коэффициента трения скольжения и развесовки автомобиля по осям, которые могут изменяться в достаточно широких пределах.

Отмеченное обстоятельство ограничивает возможности использования точного решения задачи с помощью одношагового регулятора в условиях неопределенности некоторых параметров модели, неадекватность которых может порождать дополнительные составляющие ошибки управления.

Традиционное решение задач управления в рамках линейной теории предполагает использование приближенных, “грубых” моделей и сводится к анализу передаточных функций и частотных характеристик системы. Для систем круиз-контроля в мировой практике используются П- и ПИ-регуляторы, обеспечивающие свойство экспоненциальной устойчивости системы[1].

Так, в рассматриваемом случае, объект управления согласно уравнениям (2) и (3) представляется последовательным соединением пропорционального W_1 и инерционного W_2 звеньев:

$$\begin{cases} W_1(p) = K_E(U_1, U_2, V_m); \\ W_2(p) = T_m(1 + T_m p)^{-1}, \text{ где } T_m = m_0 k_x^{-1} V_m^{-1}; \end{cases}$$

$$K_E(U_1, U_2, V_m) = \begin{cases} A_{10}(U_1), \text{ если } V_m \leq V_m^*(U_1) \cdot U_2 \text{ и } U_1 \neq 0; \\ [2A_{11} V_m^{-1} U_2 - A_{12}], \text{ если } V_m > V_m^*(U_1) \cdot U_2 \text{ и } U_1 \neq 0; \\ 0, \text{ если } U_1 = 0; \end{cases}$$

Структурная схема системы стабилизации скорости с линейным непрерывным регулятором $W_{пер}(p)$ с учетом ограничений положения дроссельной заслонки двигателя U_2 и выполнении ограничений на тяговые ускорения (4) приведена на рис. 2.

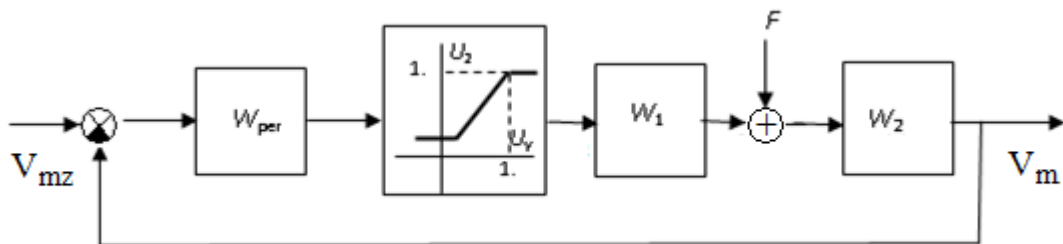


Рис. 2. Структурная схема системы стабилизации с линейным непрерывным регулятором

В случае использования П-регулятора с коэффициентом k_{pez} , передаточная функция замкнутой системы:

$$W_c(p) = k_m(1 + Tp)^{-1}, \text{ где } k_m = k_{pez} k_E T_m (1 + k_{pez} k_E T_m)^{-1}; T = T_m (1 + k_{pez} k_E T_m)^{-1}$$

Для заданной постоянной времени T величина k_{pez} для П-регулятора определяется равной $k_{pez} = k_E^{-1} T^{-1}$ при условии $T_m \gg 1$.

Передаточная функция ошибки управления $W_E(p)$ при использовании П-регулятора равна: $W_E(p) = (1 + T_m p)(1 + k_{pez} k_E T_m + T_m p)^{-1}$

Величина ошибки E в установившемся режиме ($p \Rightarrow 0$) составляет $E = (1 + k_{pez} k_E T_m)^{-1} V_{mz}$, не обращается в ноль при конечных k_E , T_m и возрастает пропорционально V_{mz}^2 .

В случае использования ПИ-регулятора для придания астатизма ($E = 0$) с коэффициентами усиления пропорциональной и $k_{ин}$ интегральной составляющих передаточной функции регулятора:

$$W_{рег}(p) = k_{ин} (1 + T_0 p) p^{-1}, \text{ где } T_0 = k_{pez} k_{ин}^{-1}.$$

Передаточная функция замкнутой системы приводится к виду $W(p) = (1 + T_0 p) p^{-1} (1 + T_m p)^{-1}$ при условии $T_0 = T_m$ и $T = k_{ин}^{-1} k_E^{-1} T_m^{-1}$.

Параметры настройки ПИ-регулятора $k_{ин}$ и $k_{рег}$ определяются из условий $T_0 = T_m$ и $T = k_{ин}^{-1} k_E^{-1} T_m^{-1}$ и составляют соответственно $k_{ин} = k_E^{-1} T^{-1} T_m^{-1}$ и $k_{рег} = k_E^{-1} T^{-1}$.

Следует отметить, что параметры настройки П и ПИ- регуляторов k_0 и $k_{ин}$ зависят как от номера передачи U_1 КПП, так от величины стабилизирующей скорости V_m .

Уменьшение постоянной времени T и соответствующее увеличение коэффициентов усиления $k_{рег}$ и $k_{ин}$ ограничено условиями устойчивости системы. Очевидно, что для линейной системы с инерционным звеном первого порядка, устойчивой в разомкнутом состоянии, свойство устойчивости сохраняется при любых положительных коэффициентах $k_{рег}$, $k_{ин}$, k_E , T_m . Однако в случае использования управляющего компьютера с программой цифрового П- или ПИ- регулятора возникают дополнительные отрицательные фазовые сдвиги, обусловленные шагом вычислений ΔT и запаздыванием τ на шаге вычислений.

На рис. 3 приведена эквивалентная схема системы стабилизации скорости с управляющим компьютером в контуре обратной связи.

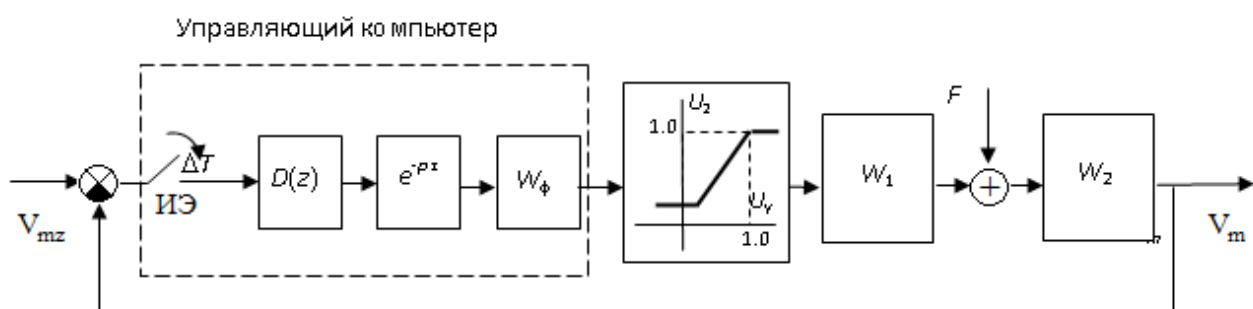


Рис.3 Структурная схема системы круиз-контроля с цифровым ПИ-регулятором

На рис.4 приведены результаты моделирования системы круиз-контроля с ПИ-регулятором, 0.8 , 0.0093 , для автомобиля ВАЗ-2106, с параметрами модели и тестовой задачи, аналогичными одношаговому регулятору.

Анализ результатов моделирования показывает, что на определенных временных интервалах, в частности, на спусках и горизонтальных участках возникают незатухающие автоколебания с периодом $1c$, которые отсутствуют на подъемах.

На подъемах же достигается экспоненциальная устойчивость.

Собственные автоколебания не свойственны линейным системам и объясняются в данном случае дискретностью преобразования сигналов в компьютерной системе.

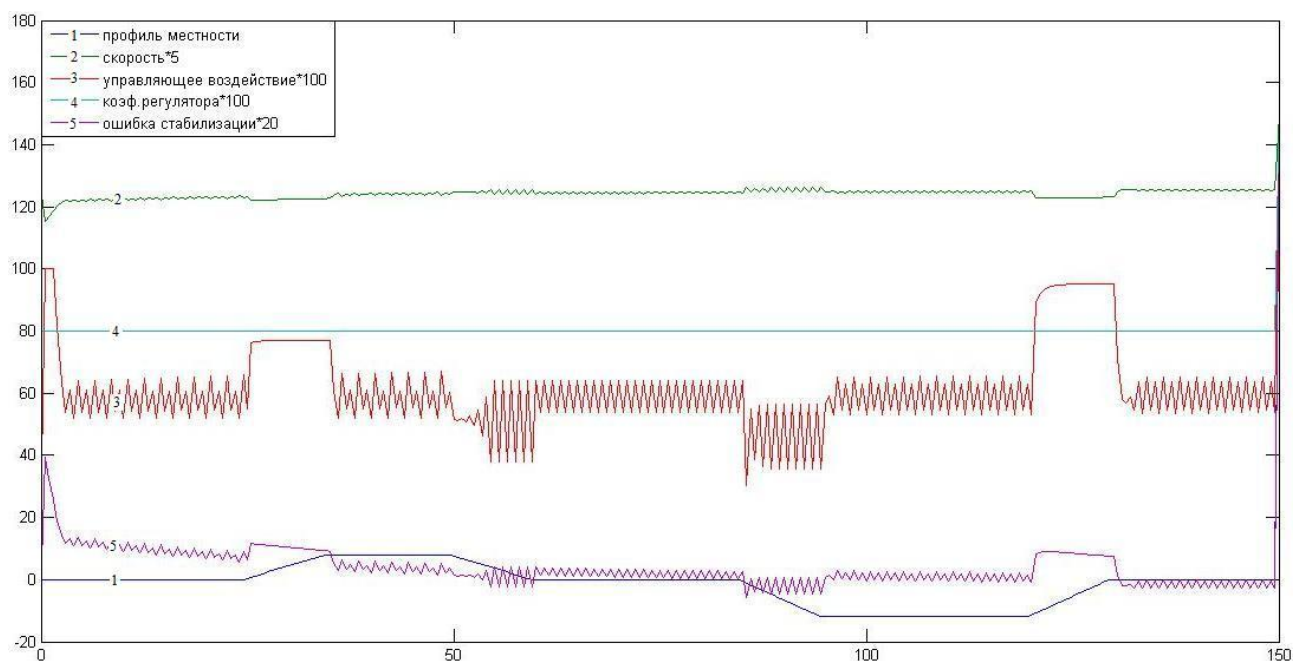


Рис.4 Результаты моделирования системы круиз-контроля с ПИ-регулятором с постоянными коэффициентами

Результаты моделирования показывают, что в начальный момент времени возникает провал в управляющем воздействии, что объясняется нулевой ошибкой в момент включения системы круиз-контроля.

Для анализа динамики компьютерной системы представим уравнения объекта и регулятора для дискретных моментов времени в виде конечно-разностных:

$$\begin{cases} x(k) = x(k-1) + \Delta T k_{ps2} k_E E(k-1); \\ E(k-1) = V(k-1) - x(k-1). \end{cases}$$

Уравнение замкнутой системы с П-регулятором:

$$x(k) = (1 - \Delta T k_{ps2} k_E) x(k-1) + \Delta T k_{ps2} k_E V(k-1).$$

Динамика замкнутой системы определяется значениями сомножителя $(1 - \Delta T k_{пез} k_E)$ при $x!$:

- расходящиеся колебания процесса, если $(1 - \Delta T k_{пез} k_E) > 1$
- незатухающие колебания, если $(1 - \Delta T k_{пез} k_E) = 1$
- затухающие колебания, если $-1 < (1 - \Delta T k_{пез} k_E) < 1$
- одношаговый процесс, если $(1 - \Delta T k_{пез} k_E) = 0$
- монотонный процесс, если $0 < (1 - \Delta T k_{пез} k_E) < 1$

Значение для рассматриваемых случаев определяется из условий соответствия процессов и составляют:

- ($k_{пез} > 2 \Delta T$, если колебательный процесс расходящийся;
- ($k_{пез} = 2 \Delta T$, если возникают незатухающие колебания;
- ($\Delta T^{-1} k_E^{-1} < k_{пез} < 2 \Delta T$, если возникают затухающие колебания;
- ($k_{пез} = \Delta T$, если процесс является одношаговым;
- ($0 < k_{пез} < \Delta T$, если процесс монотонный;

Значения , определенное из условия экспоненциальной устойчивости для непрерывной системы $k_{пер} = \Delta T$.

Устранение “провала” в управлении в момент включения круиз-контроля обусловлено нулевой ошибкой , достигается введением дополнительной составляющей $U_{2н}(k)$ в управление ПИ – регул

$$U_2(k) = k_{пез}(k)E(k) + U_{2н}(k) + U_{21}(k) \quad U_{2н}(k) = V_m(k)[V_m^*(U_1)]^{-1}$$

$$U_{21}(k) = U_{21}^*|_{+} \quad \Delta T k_s$$

Дополнительная составляющая $U_{2н}(k)$ ПИ регулятору следующие свойства:

- 1) Начальное значение в момент включения равно , что позволяет устранить провал в момент включения.
- 2) Если $E(t)$ то соответствует линейному участку ‘
- 3) Если $E(t)$ то соответствует квадратичному участку ‘

Определение , обеспечивающего экспоненциальную устойчивость системы с переменным , основано на решении уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{pez} = \Delta T^{-1}k \\ U_2 = k_{pez}l \\ k_E(U_2) = \begin{cases} A_{10}(U_1), & \text{если } U_{2н} \geq V_m(k)[V_m^*(U_1)]^{-1} \\ 2A_{11}V_m^{-1}U_2 - A_{12}, & \text{если } U_{2н} < V_m(k)[V_m^*(U_1)]^{-1} \end{cases} \end{array} \right. ;$$

Если $E(\quad)$ и , следовательно, $U_2 \geq U_{2н}$, $k_E(U_2) = \quad$ и величина

$$k_{pez} = \Delta T^{-1}A$$

В противном случае, если $E(\quad)$, то $U_2 < U_{2н}$, $k_E(U_2) = 2A_{11}V_m^{-1}U_2$.

С учетом уравнения регулятора, $k_E(U_2) = 2A_{11}V_m^{-1}(k_{pez}E + U_2)$

и $k_{pez}[2A_{11}V_m^{-1}(k_{pez}E + U_{2н}) - A_{12}] = \quad$;

$$2A_{11}V_m^{-1}k_{pez}^2E + A_{11}V_m^{-1}k_{pez}U_{2н} - k_{pez}A_{12} - \Delta T^{-1} = 0;$$

$$k_{pez}^2 + pk_{pez} + q = \quad p = E^{-1}(U_{2н} - 0,5A_{11}^{-1}l,$$

$$q = -0,5E^{-1}A_{11}^{-1}V_m \Delta T^{-1};$$

Решение для меньшего из положительно определенных составляет:

$$k_{pez} = -0,5p - \sqrt{0,25p^2 - q}$$

Общее решение для

$$k_{pez}(k) = \begin{cases} \Delta T^{-1}A_{10}^{-1}(U_2), & \text{если } E(k) \geq \\ -0,5p - \sqrt{0,25p^2 - q}, & \text{если } E(k) < \end{cases}$$

Граничные значения $U_{2гр}^s$ определяются из условий равенства силы трения

$$\begin{cases} ad(U_1, U_{2s}^s) = a_{2s}^s \\ ad(U_1, U_{2s}^н) = a_{2s}^н \end{cases}$$

скольжения и тяговых сил:

На рис.5 приведены результаты моделирования системы круиз-контроля с самонастраивающимся ПИ-регулятором для автомобиля ВАЗ-2106, с параметрами модели и тестовой задачи, аналогичными одношаговому регулятору.

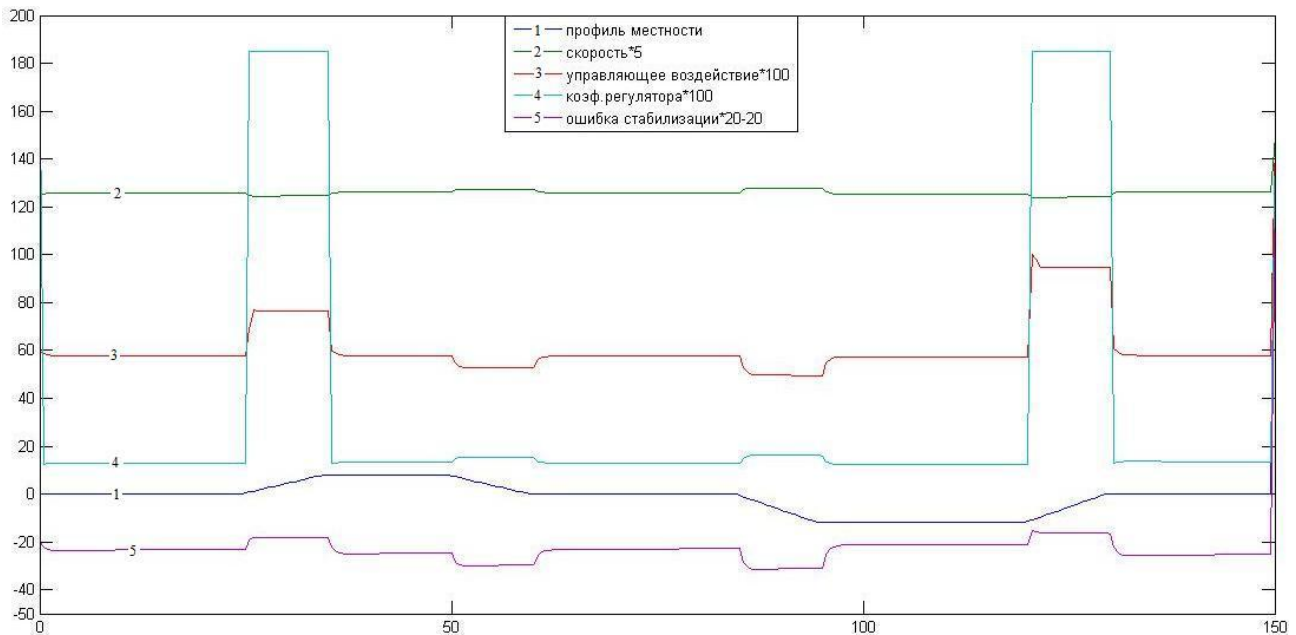


Рис.5 Результаты моделирования системы круиз-контроля с ПИ-регулятором с переменными коэффициентами

Результаты моделирования показывают, что в системах с самонастройкой коэффициенты регулятора меняются в зависимости от знака ошибки стабилизации, тем самым подстраиваясь под устойчивый режим работы. Процесс стабилизации скорости происходит без колебаний. В системе с самонастраивающимся регулятором отсутствует скачок в момент включения, вследствие введения дополнительной составляющей в уравнение управляющего воздействия.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- точное решение задачи стабилизации скорости движения автомобиля с учетом ограниченных продольных скольжений колес возможно при наличии идентифицированной модели продольного движения центра масс, двигателя, трансмиссии и состояния поверхности дорожного покрытия;

- одношаговый регулятор, уравнение которого является точным решением задачи, обеспечивает устойчивое управление с минимальным уровнем ошибок, определяемых адекватностью используемых моделей;

- приближенное решение задачи в случае использования линейной модели двигателя и трансмиссии приводит к построению П- или ПИ-регуляторов с постоянными коэффициентами, что сопровождается возникновением автоколебаний на горизонтальных участках и спусках;

- приближенное решение задачи с использованием нелинейной модели двигателя и трансмиссии приводит к построению П- или ПИ-регуляторов с постоянной составляющей и переменными коэффициентами, что позволяет исключить возникновение автоколебаний, провалов управления при включении одновременно с уменьшением ошибки управления.

Список литературы

1. Бишоп Р., Дорф Р. Современные системы управления. Пер. с англ. Копылова Б.И. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2002 – 832 с.
2. Справочник по теории автоматического управления. Под ред. Красовского А.А. – М.: Наука, 1987 – 712 с.
3. Афанасьев В.Н., Колмановский В.Б., Носов В.Р. Математическая теория конструирования систем управления. Учебник для Вузов – М.:2003.-614с.
4. Бузников С.Е., Елкин Д.С. Задача идентификации состояния органов управления автомобиля. Новые информационные технологии в автоматизированных системах: Материалы двенадцатого научно-практического семинара. – МИЭМ, М., 2009. – С. 184–195.

Сведения об авторах:

Бузников Сергей Евгеньевич, к.т.н., доцент кафедры «Управление и информатика в технических системах» Московского государственного института электроники и математики, 109028, г. Москва, Б. Трехсвятительский пер., 3; тел. раб. (495) 916 88 49, e-mail: buznikof@mail.ru.

Тамбулатов Павел Вадимович, аспирант кафедры «Управление и информатика в технических системах» Московского государственного института электроники и математики, 109028, г. Москва, Б. Трехсвятительский пер., 3; тел. моб. (926) 129 49 62, e-mail: pasha.vt@yandex.ru.