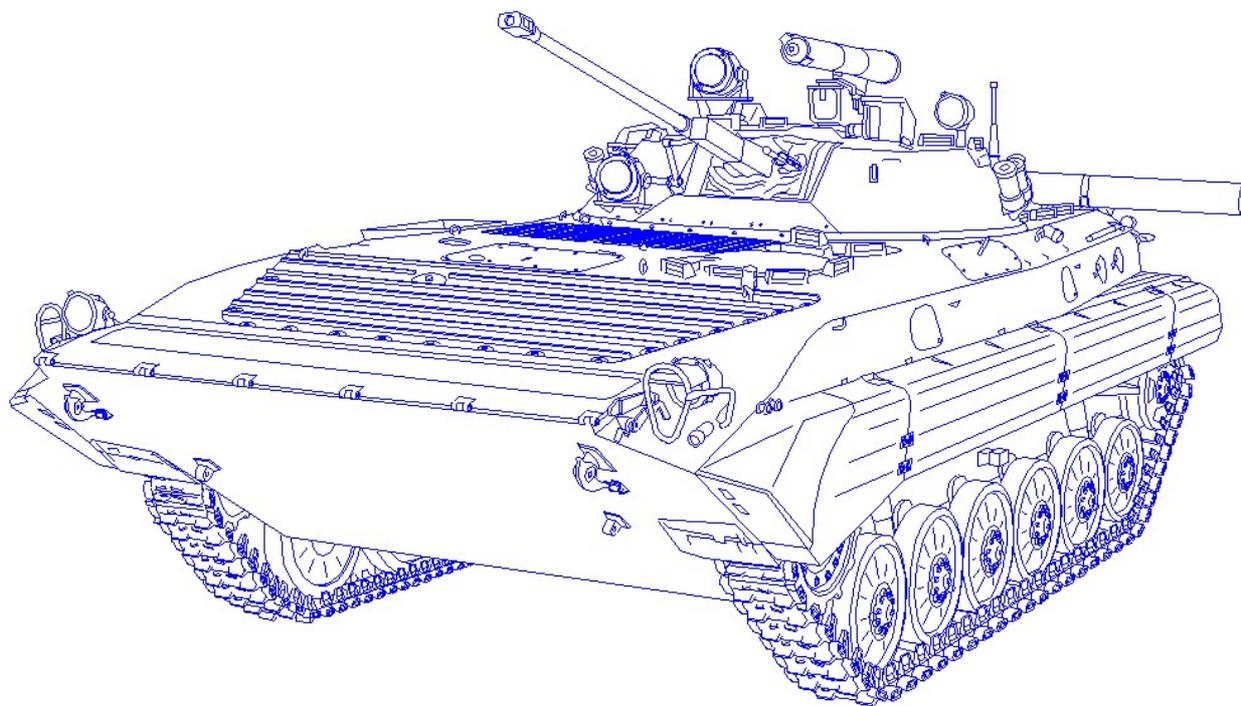


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра гусеничных машин

**ДИНАМИКА И УПРАВЛЕНИЕ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТЬЮ
ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Методические рекомендации по выполнению курсовых работ
и дипломных проектов для студентов специальности
190202 - Многоцелевые гусеничные и колесные машины



Курган 2008

Кафедра: «Гусеничные машины»

Дисциплины: «Методы расчета многоцелевых гусеничных и колесных машин», «Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин», «Автоматические системы многоцелевых гусеничных и колесных машин», «Динамика машин»
для студентов специальности 190202

Составили: д-р. техн. наук, профессор В.Б. Держанский
канд. техн. наук, доцент И.А.Тараторкин

Утверждены на заседании кафедры « 17 » января 2008 г.

Рекомендованы методическим советом университета « 29 » января 2008 г.

ВВЕДЕНИЕ

При разработке перспективных многоцелевых транспортных машин обычно решается задача повышения подвижности за счет увеличения удельной мощности, совершенства ходовой части, трансмиссии и систем управления движением при обеспечении необходимой долговечности элементов. Долговечность элементов современных и перспективных трансмиссий транспортных машин во многом ограничивается высокой динамической нагруженностью. Неравномерность нагрузок вызывает изгибные и крутильные колебания, которые являются причиной до 80% отказов.

Для перспективных и модернизируемых транспортных машин разрабатываются гидромеханические трансмиссии, так как принято считать, что введением гидротрансформатора – активного фильтра колебаний на входе и выходе из трансмиссии, можно обеспечить требуемый уровень долговечности элементов трансмиссий.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий (ГМТ) гусеничных машин – быстроходных, транспортных повышенной проходимости (снегоболотоходов), лесопромышленных и полноприводных автомобилей КАМАЗ и Урал с колесной формулой 6×6 и 8×8, Patriot (4×4 с опытной трансмиссией КАТЕ) и других показывают, что динамическая нагруженность формируется:

- режимом движения машины, взаимодействующей с внешней средой;
- динамическими свойствами структурных составляющих машины, их техническим состоянием и температурным режимом при переходных процессах и на установившихся режимах движения;
- алгоритмом управления переходными процессами при регулировании поступательной и вращательной скорости движения.

Это определяет необходимость проведения глубоких исследований, направленных на снижение динамической нагруженности.

Снижению динамической нагруженности механических приводов посвящены исследования многих ученых и специалистов, в результате которых предложен ряд методов динамического гашения колебаний. Однако до настоящего времени проблема ограничения динамической нагруженности трансмиссий машин высокой проходимости в условиях интенсивного изменения сопротивления движения не решена. Учитывая высокую стоимость современных трансмиссий и дополнительные затраты на восстановление в течение ресурса машины, проблема прогнозирования и снижения динамической нагруженности в трансмиссии транспортных машин является актуальной.

Выполненные исследования показывают, что динамическая нагруженность во многом определяется управлением исполнительными механизмами при переходных процессах. При движении машин высокой

проходимости в условиях интенсивного изменения сопротивления движения необходимо создать адаптивное управление трансмиссией. Управление движением осуществляется по двум взаимосвязанным координатам - поступательной скоростью и направлением движения. Повышение скоростных качеств и многофункциональность машин, увеличение числа управляемых элементов приводят к сложным алгоритмам управления.

Для перспективных машин создаются информационно-измерительные и управляющие системы (ИИУС), включающие бортовой компьютер и датчики, измеряющие основные параметры движения и состояния машины. В связи с этим вполне логично автоматизировать процессы управления движением, выполнив систему управления в виде блока ИИУС. Анализ и целенаправленное снижение динамической нагруженности, синтез программы управления переходными процессами, базируется на исследовании динамики процессов системы «Машина – водитель – внешняя среда». В рассматриваемой системе водитель выполняет две функции: создание упреждающего управления и звена обратной связи. Ограниченность психофизиологических свойств водителя и их крайняя нестабильность в процессе движения во многом снижает управляемость, соответственно и возможность реализации потенциальных скоростных качеств.

В данной работе рассматривается динамика и управление переходными процессами при регулировании поступательной скоростью движения машины, в том числе:

- динамика и управление процессом трогания машины с места;
- синтез основной программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии, ее адаптация на основе мониторинга технического состояния и режима функционирования;
- прогнозирование цикличности переключения передач трансмиссии гусеничной машины;
- динамика процессом торможения машины и поддержания безопасной дистанции.

Содержание работы базируется на результатах исследования динамики управляемого движения перспективных и модернизируемых транспортных машин, выполненных кафедрой за последние годы при поддержке грантами Президиума РАН, РФФИ, Минобразования и науки России

1. Динамика и управление процессом трогания машины с места

При автоматизации механических ступенчатых трансмиссий транспортных машин обычно решается задача синтеза оптимального переключения передач. Управление процессом трогания с места и разгоном машин в виду недостаточной формализации алгоритма осуществляется водителем. Примером являются системы разработанные фирмами Mercedes, Skanja «Computer aided gear Shift system» (CAG), Iton, Zahnradfabrik EAG shift, НАМИ и др. В наибольшей степени эти процессы изучены для гидромеханических трансмиссий. В последнее время интенсивно исследуется и разрабатывается программа управления механическими трансмиссиями – фрикционными элементами. Долговечность и износостойкость фрикционных элементов, в том числе главного фрикциона (ГФ), на котором осуществляется трогание с места, во многом определяется квалификацией водителя. В связи с этим представляется целесообразным автоматизировать процесс трогания машины с места.

Долговечность главного фрикциона и теплонапряженность его элементов определяется работой буксования при трогании с места и в процессе переключения передач. Последняя составляющая достаточно мала, не превышает 5...25% работы при трогании. Однако число переключений на единицу пути значительно превышает число троганий и возрастает при автоматизации трансмиссии. Учитывая, что для сокращения длительности синхронизации, динамических нагрузок в трансмиссии и улучшения плавности хода, может быть предусмотрено выключение или недовключение главного фрикциона, суммарная работа буксования при переключении за ресурс может быть соизмерима с работой при трогании, или даже превышать ее значение.

Работа буксования фрикциона во многом определяется динамикой процесса трогания, длительностью включения, законом нарастания момента трения фрикциона и двигателя, частотой вращения его вала и задаются водителем.

Анализ результатов расчетов, выполненных для упрощенной двухмассовой расчетной схемы, при многих допущениях показывает, что работа буксования существенно зависит от начальной скорости вала двигателя ω до, коэффициентов запаса ГФ β и сопротивления движению f_c . Наличие ярко выраженного минимума, определяемого сопротивлением движению, этой зависимости предопределяет возможность синтеза адаптивного управления процессом трогания. Задача синтеза формулируется следующим образом.

Найти вектор управления фрикционом $\alpha_f(t)$ и двигателем $\alpha_{nm}(t)$ ($u(t)$) из допусаемой области $D[u(t), u_{\min} \leq u \leq u_{\max}]$ при выполнении ограничений $h_{\min} \leq h(u) \leq h_{\max}$, обеспечивающий экстремум целевой функции – обобщенного критерия. В качестве целевой функции принимается работа буксования.

Величина работы буксования фрикционного элемента определяется по интегралу вида

$$L_{\sigma} = \int_0^{t_{\sigma}} M_{z\phi}(t) \cdot (\omega_{\sigma}(t) - \omega_{z\phi}(t)) dt \rightarrow \min, \quad (1)$$

где t_{σ} – длительность буксования; $M_{z\phi}(t)$ – момент главного фрикциона; $\omega_{\sigma}(t), \omega_{z\phi}(t)$ – угловая скорость двигателя и ведомых частей главного фрикциона, соответственно.

Алгоритм управления должен обеспечить выполнение ограничений: требуемую динамику движения машины – ускорение и длительность разгона, уровень комфортабельности (продольных и вертикальных ускорений), ограничение теплонапряженности деталей фрикционных механизмов и приемлемую динамичность нагрузки в трансмиссии, незаглохание двигателя, ограничение его дымности и буксования гусениц.

Механические системы работают, как правило, по единой жесткой программе. Адаптивное управление реализуется на основе микропроцессоров. Такие системы разрабатываются BMW Ficktel and Sachs, Automotive Produch (AP) automatic clutch and throttle system (ACTS) для концерна Ford и др.

Силовые, кинематические, энергетические и временные параметры, характеризующие динамику процессов трогания, определяющие и входящие в (1) определяются на основе имитационного моделирования. Создаваемая с этой целью модель позволяет имитировать работу двигателя со всережимным регулятором, главного фрикциона, исполнительных механизмов и управления ими в различной последовательности, в т. ч. и параллельное, учитывает время задержки на срабатывание механизмов. Важнейшим этапом моделирования переходных процессов в системе «двигатель–трансмиссия–машина» является составление расчетной схемы.

В процессе буксования (управления) фрикциона реализуемый момент сил трения определяется двумя переменными: силой сжатия дисков $R_{гф}$ и коэффициентом трения $f_{тр}$ по уравнению

$$M_{z\phi} = R_{mp} \cdot P_{z\phi} \cdot z_{\sigma} \cdot f_{mp} \cdot \xi \cdot \exp(-\lambda_{z\phi} \cdot R_{mp} \cdot \Delta\omega_{z\phi} \cdot \text{sign}\Delta\omega_{z\phi}),$$

где R_{mp} – средний радиус трения; Z_{σ} – число пар трения; ξ – отношение коэффициентов трения покоя и скольжения, $\xi=1,5 \dots 2,0$; $\lambda_{z\phi}$ – коэффициент, $\lambda_{z\phi} = 0,025 \text{ с/м.}$; $\Delta\omega_{z\phi}$ – относительная скорость буксования $\Delta\omega_{z\phi} = \omega_{\sigma} - \omega_{z\phi}$.

Сомножители после f_{mp} описывают зависимость коэффициента трения от относительной скорости $\Delta\omega_{z\phi}$, а выбором коэффициентов ξ и λ можно учесть свойства применяемых фрикционных материалов. Характер

нарастания силы сжатия дисков при оптимальном управлении подлежит определению.

При полностью включенном главном фрикционе $M_{\text{зф}}$ превышает максимальное значение момента двигателя и определяется коэффициентом запаса $\beta = (M_{\text{зф}} / M_{\text{д}}) \geq 1$.

Для синтеза оптимального управления процессом трогания необходима имитационная модель, позволяющая моделировать переходные процессы в системе «двигатель – трансмиссия – машина». Для этого используется четырехмассовая расчетная схема, учитывающая упруго-диссипативные свойства трансмиссии и гусеничного движителя. В расчетной схеме, представленной на рис. 1, приняты следующие обозначения. Две массы с фрикционной связью – моменты инерции двигателя $J_{\text{д}}$ и главного фрикциона $J_{\text{зф}}$ являются общепринятыми, но значения последнего определяются инерционностью ведомых масс главного фрикциона и кинематически соединенными с ним вращающимися массами деталей трансмиссии $J_{\text{зф}} = \sum J_i U^2 / m r_{\text{вк}}^2$.

Определение моментов инерции J_3 и J_4 приводится ниже.

При трогании машины с места и возрастании момента на ведомых частях главного фрикциона и трансмиссии происходит деформация упругих элементов. На ведущих колесах создается момент, поворачивающий корпус относительно поперечной оси машины, проходящей через центр упругости, на некоторый угол φ . При этом создается продольный дифферент корпуса с одновременной деформацией рабочих ветвей гусениц и упругих элементов подвески (рис. 2). Последнее приводит к перемещению центра упругости по нормали к опорной поверхности на величину Z . Угловая скорость дифферента корпуса $\dot{\varphi}$ и скорость его вертикального перемещения \dot{Z} зависят от изменения момента на ведущих колесах и определяются по уравнениям:

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{M}_{\text{вк}}(t)}{X_c \sum C_j \ell_j - \sum C_j \ell_j^2}; \quad \dot{Z} = \frac{\dot{M}_{\text{вк}}(t) X_c}{X_c \sum C_j \ell_j - \sum C_j \ell_j^2},$$

где X_c , ℓ_j , n - продольные координаты центра упругости, опорных катков и их число, $X_c = n-1 \sum \ell_j$; C_j - жесткость подвески.

Вертикальное отклонение точки А является суммой:

$$Z_A = Z + \varphi \ell_A,$$

где ℓ_A - продольная координата.

Приведенный момент инерции поступательно движущейся без буксования массы с учетом дифферента корпуса и его вертикальных перемещений $J_{\text{гм}}$ определяется из равенства кинетической энергии системы

$$J_{\text{гм}} = m r_{\text{вк}}^2 (1 + (r_y \varphi / r_{\text{вк}} \omega_{\text{вк}})^2) + m_0 \varphi z^2 / m \omega_{\text{вк}}^2 = m r_{\text{вк}}^2 \delta \varphi,$$

где m_0 - масса подрессоренных частей; r_y - радиус инерции машины относительно поперечной оси.

Сумма в скобках является переменным коэффициентом учета дополнительных перемещений корпуса φ и Z , при нулевых значениях φ и $Z (M(t) = 0) \delta_\varphi = 1$.

Приведенная жесткость C_{np} в расчетной схеме определяется следующим образом. В процессе трогания машины возрастание момента на главном фрикционе приводит к деформации кинематической цепи на угол поворота ведомых частей главного фрикциона $\Delta\varphi = M_{zm} / C_{np}$, который можно рассматривать как сумму трех составляющих: деформации соединительных валов трансмиссии, рабочих ветвей гусениц и элементов подвески при повороте корпуса

$$C_{np}^{-1} = \frac{U_{knj}^2}{C_\varepsilon} + \frac{U_{mpj}^2}{2r_{вк}^2} e_T Z_T + \frac{U_{mpj}^2}{r_{вк}^2 C_n (X_c \sum \ell_j - \sum \ell_j^2)} (h_0 + Z - \sin \beta \ell_n - (\varphi - \sin \beta) X_c).$$

Динамика принятой расчетной схемы описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} (J_D + \lambda) \dot{\omega}_D &= M_D(\omega_D, t, \alpha_{nm}) - M_{z\varphi}(\omega_D, t); \\ J_{z\varphi} \dot{\omega}_{z\varphi} &= M_{z\varphi}(\omega_D, t) - C_p(\varphi_{z\varphi} - U_{mpj} \varphi_3) - K_z(\dot{\varphi}_{z\varphi} - U_{mpj} \dot{\varphi}_3); \\ J_3 \dot{\omega}_3 &= C_{np}(\varphi_{z\varphi} - U_{mpj} \varphi_3) U_{mpj} + \mathcal{J}_d(\dot{\varphi}_{z\varphi} - U_{mpj} \dot{\varphi}_3) U_{mpj} - M_c. \end{aligned}$$

До начала движения машины момент инерции J_3 имитирует инерционность гусеничного движителя и корпуса, а после – инерционность гусеничного движителя и поступательно движущейся машины $mr_{вк}^2$

$$J_3 = \begin{cases} mr_{вк}^2 \left(\frac{m_z}{m} + J_k(\dot{\varphi}, \dot{Z}) \right) & \text{до трогания, при буксовании;} \\ mr_{вк}^2 \left(1 + \frac{m_z}{m} \right) & \text{после трогания.} \end{cases}$$

Момент инерции корпуса приведенный к ведущему колесу определяется по уравнению

$$J_k = mr_{вк}^2 \left[\left(\frac{r_y \dot{\varphi}}{r_{вк} \omega_{вк}} \right)^2 + \frac{m_0}{m} \frac{\dot{\varphi}_z^2}{\omega_{вк}^2} \right].$$

С учетом кинематической связи $\omega_{вк} (\dot{\varphi}, \dot{Z})$ это уравнение можно представить в следующем виде:

$$J_k = mr_{вк}^2 \left[\frac{r_y^2}{(h_0 + Z - \sin \beta \ell_n)^2} + \frac{m_0}{m} (\varphi - \sin \beta)^2 \right].$$

Момент сопротивления движению машины M_c в общем случае может быть задан спектральной плотностью или его математическим ожиданием $M_c(t) = f_c mgr_{вк}$, где f_c – коэффициент сопротивления движению с учетом потерь в гусеничном движителе.

Трогание машины с места происходит при возрастании момента на ведущих колесах $M_{вк}$ до значения момента сопротивления $M_c, M_{вк} \geq M_c$. Угловые и вертикальные перемещения корпуса нарастают до начала трогания. После трогания с места дифферент корпуса изменяется по гармоническому закону

$$\varphi = \varphi_M e^{-\alpha_\varphi t} \cos(\omega_\varphi t - \beta_\varphi),$$

где ω_φ – частота, $\omega_\varphi = \sqrt{\frac{1}{J_y} \sum C_j \ell_j^2}$;

$$\alpha_\varphi \text{ – коэффициент затухания, } \alpha_\varphi = \frac{1}{2J_y} \sum K_j \ell_j^2 ;$$

$$\beta_\varphi \text{ – фаза, } \beta_\varphi = \arctg(\alpha_\varphi / \omega_\varphi).$$

Колебания корпуса после трогания можно рассматривать как кинематическое возмущение, приводящее к дополнительному низкочастотному нагружению ведущих колес и трансмиссии. По завершении буксования фрикциона уравнения движения приводятся к виду

$$(J_D + \lambda) \dot{\omega}_D = M_D - M_y - M_k = M_D - M_{вк};$$

$$J_3 \dot{\omega}_3 = M_{вк} - M_c - J_y (h_o + Z - \sin \beta \ell_n) r_{вк}^{-1} \varphi_M e^{-\alpha_\varphi t} \omega_\varphi^2 \cos(\omega_\varphi t - \beta_\varphi).$$

С учетом буксования в расчетную схему наряду с учетом упругости гусениц вводится связь, моделирующая буксование идентичную фрикционной, связывающей поступательно движущуюся массу с моментом инерции $J_{зм}$ с гусеничным движителем. Это усложняет расчетную схему, но позволяет исследовать динамику процесса трогания с учетом буксования и синтезировать алгоритм управления двигателем и главным фрикционом с учетом необходимости ограничения буксования, т.е. создать контур противобуксовочной системы подобно ASR, разрабатываемый европейскими фирмами Bosch, Wabco, Knorr-Bremse и др.

Момент на ведущих колесах $M_{вк}$ является трансформированным моментом двигателя, а движущий момент $M_{зм}$ определяется силой реакции грунта – реализуемой силой тяги в процессе буксования гусениц, $M_{зм} \leq M_\varphi \leq \varphi mgr_{вк}$, где φ – коэффициент сцепления.

Момент на ведущих колесах ограничивается величиной момента сцепления. Это ограничение вводится в модель, если $M_{вк} > M_\varphi$, то $M_{вк} = M_\varphi$.

Буксование происходит до тех пор, пока момент силы тяги по сцеплению не превысит момент сил сопротивления поступательному движению машины, т.е. $\omega_{зм} = \omega_3 (1 - \sigma) > 0$ при $\varphi(\sigma) \geq f_c + \frac{\dot{V}_{\delta qj}}{g}$.

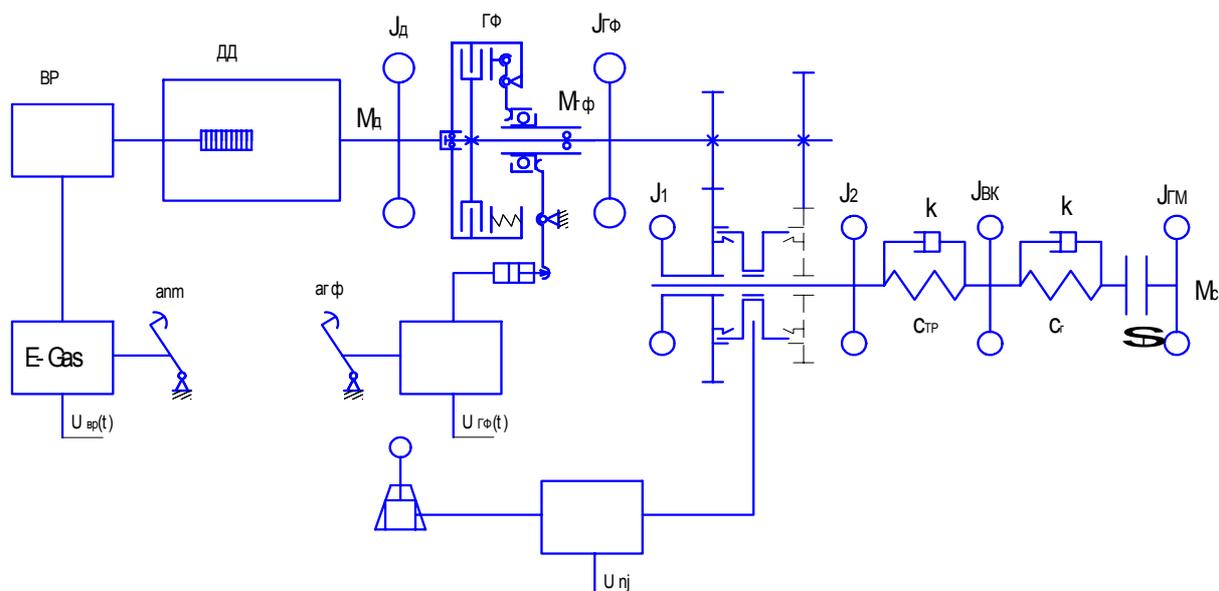


Рис. 1. Расчетная схема системы «двигатель-трансмиссия-машина»

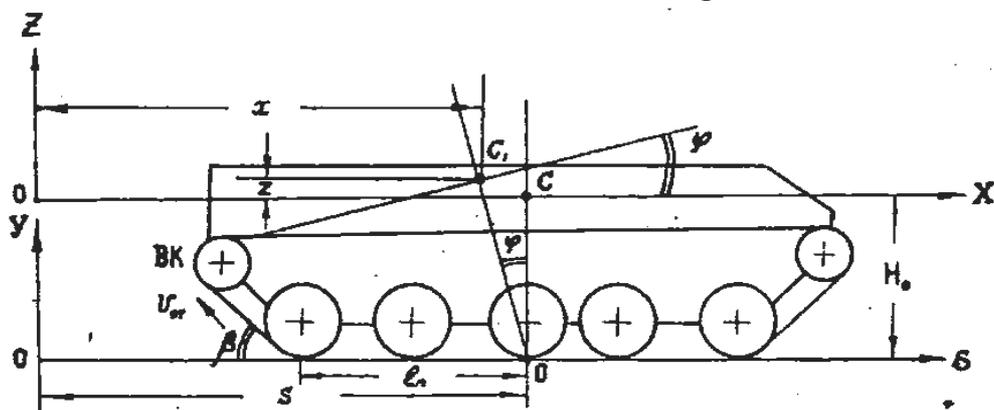


Рис. 2. Схема изменения положения машины в процессе трогания

Для анализа динамики системы адаптирован программный комплекс моделирования «model Vision Studium», позволяющий решать систему дифференциальных уравнений, описывающих управляемое движение. Результаты компьютерного моделирования приведены на рис. 3.

На основе численного моделирования динамики механической системы в процессе трогания установлена зависимость интегральных оценочных показателей от параметров управления. Работа буксования фрикционных элементов при трогании с места зависит от времени и выбора закона нарастания давления. Минимальная работа буксования обеспечивается при нарастании давления по закону выпуклой параболы. При таком законе нарастания момента трения работа буксования в 1,5 раза меньше по сравнению с линейным законом и в 2,1 раза – по сравнению с нарастанием момента трения по закону вогнутой параболы.

Анализ результатов позволил найти область оптимальных параметров управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающих минимум работы буксования и ограниченную динамическую нагруженность.

На основе результатов моделирования построены зависимости (рис. 3) максимального момента на выходе трансмиссии (рис. 3 а) и работы буксования фрикционных элементов (рис. 3 б). от времени нарастания момента трения и угла подачи топлива. Эти зависимости не имеют ярко выраженного минимума, но позволяют определить область 1 и 2 (рис. 3 в), соответственно, максимальной работы буксования и момента. Трогание машины с места с параметрами управления, значения которых лежат в этих областях, является нерациональным. Наиболее рациональным является трогание машины с места с параметрами управления, значения которых лежат в области 4. Параметры управления, значения которых лежат в области 3, обеспечивают промежуточные значения работы буксования и момента.

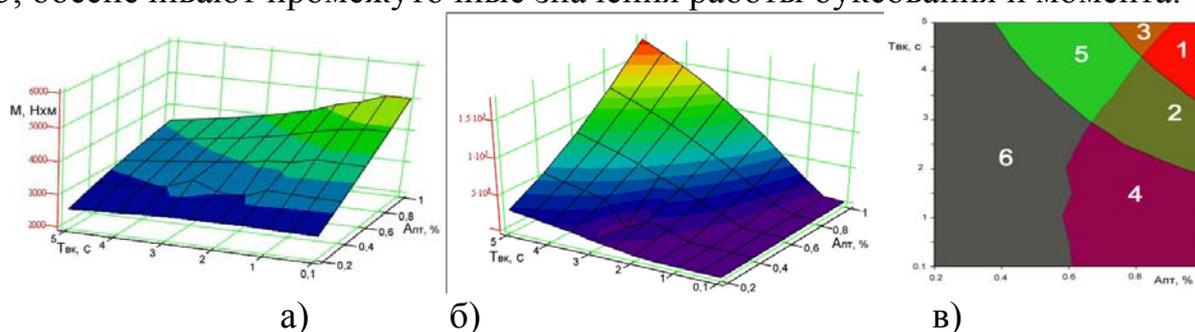


Рис. 3. Определение области оптимального управления процессом трогания с места

а, б – зависимость работы буксования и максимального момента, соответственно от параметров управления; в – диаграмма областей параметров управления

Компьютерное моделирование динамики процесса трогания позволяет сделать следующие выводы.

Величины основных параметров, определяющих процесс трогания, такие как работа буксования фрикциона, ускорение и длительность разгона, динамичность нагрузки в трансмиссии, плавность хода и др. существенно (до 40%) зависят от податливости элементов кинематической цепи дифференциала корпуса, управления двигателем и фрикционом.

Работа буксования L_{σ} и коэффициент k_{σ} динамичности нагрузки в трансмиссии с увеличением начальной угловой скорости ω_0 вала двигателя возрастают. Для снижения L_{σ} и k_{σ} , обеспечения устойчивости работы двигателя (предотвращения его заглохания) целесообразен управляемый разгон.

Снижение интенсивности увеличения подачи топлива (перемещения педали подачи топлива) снижает работу буксования и динамичность нагрузки, особенно при медленном включении фрикциона. Быстрое управление подачей топлива и включением фрикциона уменьшает работу буксования, но увеличивает динамичность нагрузки и снижает плавность хода.

Опережающее управление двигателем (относительно начала включения фрикциона) способствует росту кинетической энергии двигателя соответственно обеспечивает высокую динамику разгона машины и исключает заглохание двигателя при значительном сопротивлении движению. В связи с этим при двухпедальном управлении машиной необходимо обеспечить автоматическое запаздывание включения фрикциона. В этом случае трогание с места подобно стоповому режиму машин с гидродинамическими передачами.

Эффективным путем снижения работы буксования и динамичности нагрузки является ступенчатое нарастание давления сжатия дисков и управление двигателем. Оптимальное управление двигателем и фрикционом может быть обеспечено на основе решения задачи нелинейного программирования.

На основе анализа изменения действительной скорости продольного движения машины (рис. 4 – справа), ее производных установлено, что управление процессом трогания машины с места с обратной связью может осуществляться по коэффициенту буксования и производным от действительной скорости.

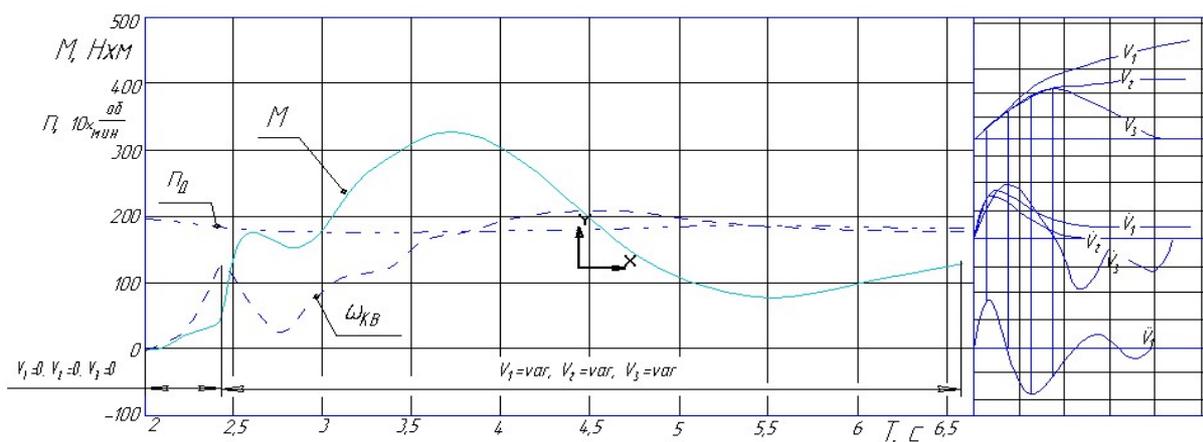


Рис. 4. Изменение параметров в процессе трогания с места

При введении в систему управления датчика продольного ускорения ограничение буксования двигателя может быть достигнуто при управлении по коэффициенту буксования:

$$\sigma = \left(\left(V_p - \int_0^t \dot{V} dt \right) V_p^{-1} \right) \leq [\sigma],$$

где V_p – расчетная скорость машины; \dot{V} – фактическое ускорение машины.

Адаптивное управление может быть реализовано при управлении по знаку высших производных скорости машины ($sign(\dot{V})$ или $sign(\ddot{V})$). Управление с обратной связью обеспечит ограничение буксования двигателя, плавность хода и уменьшение ошибочных переключений передач.

2. Синтез основной программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии

2.1. Основные требования, предъявляемые к системе управления

Создаваемая система управления должна обеспечить выполнение следующих требований:

- определение момента времени блокировки и разблокировки гидротрансформатора (ГТ), а также направления (вверх или вниз) переключения передач;
- подачу управляющих сигналов на электродвигатели исполнительных механизмов;
- управление режимом функционирования двигателя и трансмиссии в период переходных процессов переключения передач и исключение аварийных режимов;
- реализацию всего диапазона тяговой характеристики автомобиля;
- ограничение времени разрыва потока мощности при переключении, работы буксования фрикционных элементов и их нагрева;
- ограничение динамичности нагрузки в трансмиссии, продольных ускорений (плавность хода автомобиля);
- исключение цикличности и уменьшение количества нерациональных переключений;
- реализацию динамической программы управления и постоянной (заданной) скорости движения;
- реализацию режимов работы: автоматического, полуавтоматического и дублирующего управления;
- конструкция системы должна позволять производить настройку для адаптации к различным двигателям, а также диагностику технического состояния.

Система управления переключением передач должна обеспечить работу в реальных ситуациях движения автомобиля, таких как:

- трогание и движение на первой передаче переднего и заднего хода в режиме ручного управления;
- запуск двигателя буксировкой автомобиля;
- включение нейтрали в коробке передач;
- трогание со второй передачи и разгон до высшей передачи с последовательным переключением передач;
- движение на включенной передаче в диапазоне частот вращения вала двигателя от максимального момента до максимальной мощности;
- движение на затяжных спусках в режимах выбега (т.е. при «нейтрали» в трансмиссии) и торможения двигателем.

Кроме требований, предъявляемых к системе управления, оговариваются приемы управления автомобилем, требования по компоновке и монтажу ее элементов, а также согласование с заказчиком изменения конструкции привода управления подачей топлива.

Управление скоростью прямолинейного движения автомобиля в автоматическом режиме на передачах со второй по шестую осуществляется педалями подачи топлива и тормоза.

Конструкция элементов системы должна позволять проводить монтаж системы без снятия силового блока, при этом должна быть реализована возможность настройки и регулировки до установки на силовой блок. Элементы системы должны быть доступны для точной настройки и регулировки в ходе испытаний и обкатки.

Разработка основной программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии предусматривает разработку:

- закона автоматического переключения передач и блокировки гидротрансформатора;
- блока-схемы алгоритма работы системы;
- структуры и функциональной схемы системы управления.

Эти вопросы подробно изложены в работе [6].

3. Адаптация программы управления переключением передач на основе мониторинга технического состояния и режимов функционирования

Программа управления переключением передач ГМТ обычно синтезируется для определенных условий движения и номинального значения параметров конструкции системы. Однако в процессе эксплуатации существенно изменяются режимы функционирования и параметры конструкции, определяющие техническое состояние системы гидроуправления. Это приводит к задержке исполнения командных сигналов, отличию фактических режимов от расчетных и высокой динамической нагруженности ГМТ.

При изменении состояния или режимов функционирования фрикционных устройств необходима коррекция управляющих воздействий, направленная на снижение влияния этих изменений на качественные показатели работы трансмиссии. В противном случае процесс переключения передач будет сопровождаться толчками и ударами, увеличением работы буксования и износом дисков трения фрикционных элементов. Решение данной задачи необходимо реализовать на основе адаптивного управления, осуществляющего по результатам идентификации состояния фрикционных элементов и режимов работы двигателя и трансмиссии автоматическую настройку параметров системы управления и формирование управляющих команд на переключение передач с учетом указанных изменений.

Синтез программ управления переключением передач гидромеханической трансмиссии транспортной машины базируется на решении двух задач: определения условий переключения и блокировки гидротрансформатора, а также установления временной характеристики

управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающие качество переходных процессов.

Условием переключения передач и блокировки гидротрансформатора основной программы управления гидромеханической трансмиссией обычно принимаются пороговые значения скорости движения на соответствующих передачах. В общем случае пороговые значения являются многомерными функциями вида $V_j \rightarrow V_{j\pm 1} = V(n_j, m_m, f_c, \alpha_{nm}, \alpha_m, \alpha_{um})$, которые определяются номером включенной передачи n_j , массой машины m_m , прогнозируемого сопротивления движению f_c , формируемого свойствами грунта, его микро- и макропрофилем, интенсивностью изменения направления движения, характером управляющих действий водителя $\alpha_{nm}, \alpha_m, \alpha_{um}$; их индивидуальным «окрасом», – производными управляющих действий. Определение условий переключения усложняется необходимостью реализации различных режимов движения.

В зависимости от требуемых свойств машины определяемая функция может быть многовариантной. Для обеспечения высоких динамических и скоростных свойств необходимо движение при максимальных ускорениях в течение всего процесса разгона, а переключение осуществляется из условия минимизации разности ускорений на смежных передачах $|V_j - V_{j\pm 1}| \rightarrow \min$.

Квалифицированный водитель выбор момента переключения передач производит интуитивно. При автоматизации процесса сложность выбора момента переключения передач заключается в том, что информационно - измерительная аппаратура позволяет измерить лишь текущее значение продольного ускорения на j -й передаче \dot{V}_j . Ускорение на смежной предлагается прогнозировать следующим образом. В соответствии с основным уравнением динамики движения машины оно определяется тягово-динамическими свойствами ($f_D(V)$) и сопротивлением движения (f_C), то есть $\dot{V}_j = g \cdot \delta_j^{-1} (f_{D,j} - f_C)$.

При ограниченной интенсивности изменения сопротивления движению можно считать, что за время переключения оно изменится несущественно, а его значение определяется по уравнению $f_C = (\dot{V}_{D,j} - \dot{V}_j) / g \cdot \delta_j^{-1}$. По тягово-динамической характеристике можно определить частоту вращения вала двигателя, обеспечивающую необходимые условия переключения. Такое управление обеспечивает высокую степень синхронизации включаемых элементов, работа буксования может быть снижена до 60%, а максимальный момент – до 2-х раз.

На рис. 5 приведена зависимость порогового значения скорости переключения передач от ускорения, из которого следует что с повышением ускорения пороговое значение скорости переключения на высшие передачи смещается в сторону меньших значений, т.е. управление ГМТ необходимо осуществлять раньше базового значения. Необходимость разгона определяется по характеру воздействия водителя на α_{nm} . Интенсивное

перемещение или смещение α_{nm} в положение V_{\max} означает потребность в интенсивном разгоне.

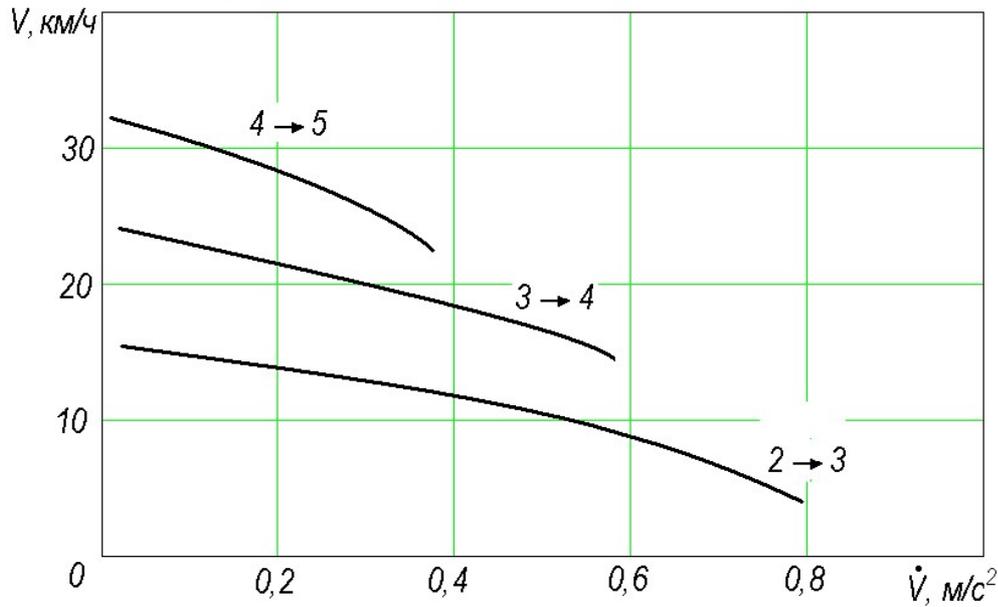


Рис. 5. Зависимость порогового значения скорости от ускорения при переключении передач

Существенным ограничением управления переключения передач является длительность процесса, которая определяется уравнением:

$$\frac{dv}{dt} = -g \cdot \delta_0^{-1} \cdot f_c \quad \text{или} \quad \int_0^t dt = -\frac{\delta_0}{g \cdot f_c} \cdot \int_{\Delta v} dv,$$

где Δv - допускаемое снижение скорости в процессе переключения.

Графическая интерпретация этой зависимости приведена на рисунке 6.

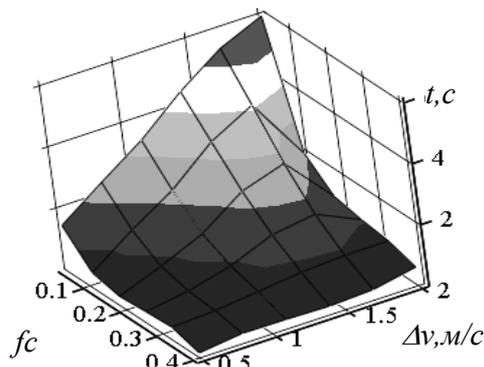


Рис. 6. Зависимость требуемого времени переключения от допускаемого падения скорости и от коэффициента сопротивления движению

В условиях поддержания безопасной скорости движения, при разгоне с невысокой интенсивностью (определяется медленным перемещением или неизменным положением α_{nm}) управление целесообразно осуществлять по экономической программе, реализовать режим заданной скорости, выбега. В пределах включенной передачи скорость стабилизируется за счет изменения режима работы двигателя, а при невозможности – переключением передач.

Наибольшие сложности определения условий переключения передач возникают при движении на затяжных спусках.

На рисунках 7, 8 показан процесс преодоления спуска ($\alpha=26^\circ$). Для исключения влияния дополнительных факторов в процессе преодоления спуска остановочные тормоза не включались. Спуск начинался при движении на III-й и на II-й передачах.

В процессе движения на III-й передаче на спуске с большим уклоном ($\alpha = 26^\circ$) педаль подачи топлива находилась в положении минимальной и частичной подачи, частота вращения вала двигателя устанавливалась 1200 об/мин. При движении отмечено резкое возрастание частоты вращения вала двигателя до максимальных оборотов и срабатывание системы защиты двигателя (срабатывание клапана слива). Увеличение оборотов двигателя сопровождалось автоматическим переключением передач «вниз» и «вверх», циклическими забросами двигателя по оборотам и последующим срабатыванием системы защиты двигателя. Движение сопровождается значительными динамическими перегрузками силового блока и рывками машины.

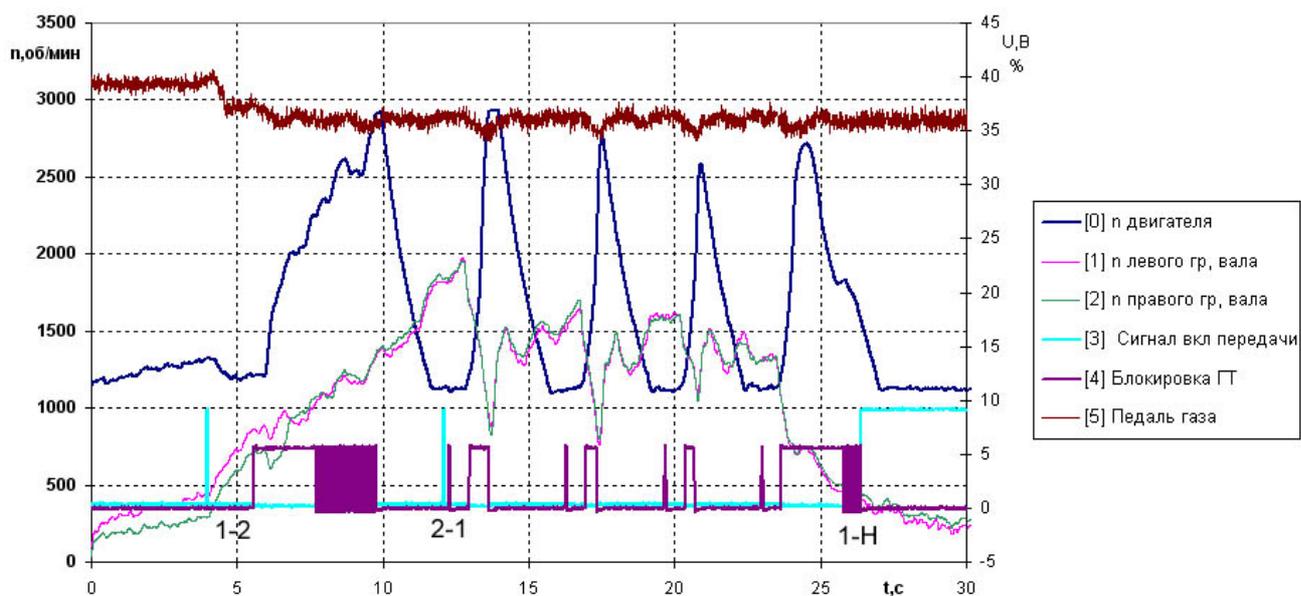


Рис. 7. Изменение параметров при спуске с горы на III-й передаче ($\alpha = 26^\circ$)

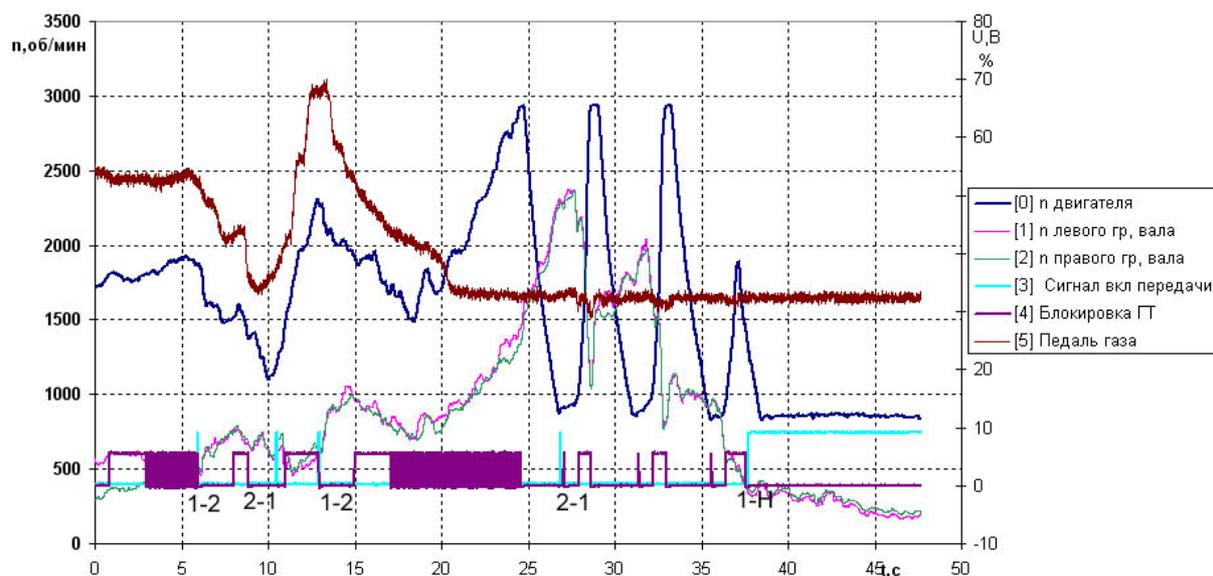


Рис. 8. Изменение параметров при спуске с горы на II-й передаче ($\alpha = 26^\circ$)

При преодолении спуска с большим уклоном ($\alpha = 26^\circ$) на II-й передаче водитель перевел педаль подачи топлива в положение, близкое к положению минимальной подачи. В этих условиях также происходит резкое увеличение частоты вращения вала двигателя и периодическое срабатывание защиты двигателя от заброса по оборотам. Это сопровождалось периодическими разрывами потока мощности от двигателя до ведущих колес, резкими изменениями частоты вращения вала двигателя, периодическим блокированием и разблокированием ГТ, что вызывало значительные рывки машины. При первом же срабатывании системы защиты частота вращения вала двигателя резко снизилась, и произошло автоматическое переключение на пониженную (I-ю) передачу в процессе движения под уклон. Следует отметить, что автоматический переход со II-й на I-ю передачу, имевший место при срабатывании системы защиты двигателя, привел к увеличению тормозного момента двигателя, передаваемого на ведущие колеса. В данных условиях происходит снижение скорости машины на спуске, однако переключение происходит с высокой цикличностью и уровнем динамических нагрузок. Таким образом, при движении на спусках следует исключить возможность переключения на высшие передачи.

Для мониторинга признака движения на спуске в систему необходимо ввести датчик угла отклонения корпуса машины от горизонтали.

В зависимости от требуемого замедления управления поступательной скоростью является многовариантным и приведено ниже.

Наиболее эффективным торможением является рекуперация кинетической энергии. Однако проблема создания механического, молекулярного и других накопителей энергии находится в стадии решения. Наибольшие успехи в рекуперации энергии достигнуты в электромеханических трансмиссиях.

При торможении транспортной машины с ГМТ двигателем без использования остановочных тормозов ГТ работает в режиме обгона

турбиной насосного колеса ($i_{ГТ} > 1$). Несмотря на многочисленные предложения, направленные на повышение момента, развиваемого турбиной в этом режиме, его значение гораздо ниже, чем в тяговом, а конструкция значительно усложняется. Скорость движения с ограниченным замедлением эффективно управляется дополнительно вводимым гидрозамедлителем. При его отсутствии торможение двигателем можно осуществить при заблокированном ГТ. Признаком необходимости снижения скорости является уменьшение подачи топлива или перемещения педали торможения. При переходе на пониженный скоростной режим снижение скорости осуществляется за счет изменения режима работы двигателя. Если заданную скорость невозможно обеспечить изменением только лишь частоты вращения двигателя необходимо перейти на пониженную передачу. При этом переключение на пониженную передачу осуществляется в соответствии с изложенными выше соображениями.

Выбор передачи, которая должна оказаться включенной при резком торможении, сопровождающемся значительным падением скорости, зависит от того, что намерен делать водитель после торможения.

В том случае, если торможение осуществляется до полной остановки, в коробке передач должна оказаться включенной 1-я передача или «нейтраль». Если машина тормозится не до полной остановки, то необходимо, чтобы в конце торможения оказалась включенной та передача, которая в этот момент соответствует состоянию дороги и заданной скорости движения.

При ручном управлении водитель заранее выбирает передачу, соответствующую просматриваемому участку пути. При автоматизации переключение вниз в этих условиях должно осуществляться быстро и притом так, чтобы при резком увеличении нагрузки все последовательные переключения вниз от высшей передачи до низшей успели произойти за короткое время, в течение которого возрастает нагрузка, либо обеспечить переключение вниз сразу через несколько передач с предохранением двигателя от заброса по оборотам. Признаки мониторинга и идентификации требуемого режима движения, а также средства достижения адаптации программы управления приведены в таблице 1.

Анализ результатов исследований показывает, что решение второй задачи управления – определения временной характеристики управления двигателем и фрикционными элементами требует адаптации алгоритмов основной программы.

Временная характеристика управления двигателем и фрикционными элементами определяется из условия минимизации работы буксования

$$\min L\bar{\sigma} = \int_0^t M_{\phi}(t)(\omega_D(t) - \omega_2(t))dt,$$

при высоком быстродействии $t_{mn} \leq \delta \cdot g^{-1} f_c^{-1} \int_{\Delta V} dV$, ограничении динамической нагруженности и приращения температуры.

Таблица 1

Адаптация программы управления ГМТ при реализации различных режимов в зависимости от требуемого ускорения \dot{V} и скорости V движения

Условия движения	Признак мониторинга и идентификации	Средства достижения адаптации
1. Разгон и движение с \dot{V} и V_{max}	Управляющие действия водителя $\alpha_{ПТ}$ и $\dot{\alpha}_{ПТ}$, быстрое перемещение $\alpha_{ПТ} > 70$ град/с, $\alpha_{ПТ} \rightarrow \alpha_{ПТ max}$	Измерение \dot{V} , определение f_c , переключение J→J+1 при $ V_j - V_{j\pm 1} \rightarrow \min$, коррекция порогового значения $V_j \rightarrow V_{j\pm 1}$ и блокировки ГТ
Разгон с \dot{V}_{MAX}	$\alpha_{ПТ} \rightarrow \alpha_{ПТ max}$, включение устройства «kick down»	Запрет на переключение вверх
Движение со стабильной скоростью	$\alpha_{ПТ} \rightarrow 0$	Введение режима V_{Const} , экономическая программа управления
Движение накатом	Сигнал устройства «Выбег», $\alpha_{ПТ} \rightarrow \min$, выход из него $\dot{\alpha}_{ПТ} > 0$ и (или) $\dot{\alpha}_T > 0$	Задается диапазон ΔV_j , движение с выключенной передачей, измерение V и определение $V \in [\Delta V_j]$, включение низшей передачи в диапазоне ΔV_j
Торможение служебное, не экстренное	$\dot{\alpha}_{ПТ} < 0$ и (или) $\dot{\alpha}_T > 0$	Управление гидрозамедлителем и ПП вниз при резком снижении ускорений \dot{V} J→J-1,2... Разблокировка ГТ, предохранение двигателя от заброса.
Движение на спуске и на неровностях	$\alpha_{СП} > 5...7$ град, $\alpha_{СП} = \alpha \sin(\omega t)$ (ББН)	Измерение угла спуска, ПА режим, запрет на переключение вверх, предохранение двигателя от заброса
Движение в повороте	$\alpha_{ШТ} > 5...10$ град, $\dot{\alpha}_{ШТ} > 0$	Запрет на переключение вверх, переключение J→J-1 по сигналу АСУ-R и увеличение подачи топлива
Сокращение цикличности переключения при колебаниях f_c	Устойчивость САПП	Запрет на переключение вверх

Временная характеристика управления двигателем и фрикционными элементами определяется из условия минимизации работы буксования при ограниченной динамической нагруженности.

$$\min L\delta = \int_0^t M_{\phi}(t)(\omega_D(t) - \omega_2(t))dt,$$

при высоком быстродействии $t_{mn} \leq \delta \cdot g^{-1} f_c^{-1} \int_{\Delta V} dV$, ограничении

динамической нагруженности и приращения температуры. Последнее требует дополнения математической модели движения уравнением теплопроводности Фурье.

Анализ выражений для определения работы и времени буксования фрикционных элементов показывает, что на работу буксования существенно влияет величина момента трения $M_{TP}(t)$ и разность частот вращения ведущих $\omega_1(t)$ и ведомых $\omega_2(t)$ частей фрикционного устройства. Чем меньше момент $M_{TP}(t)$ при заданной разности $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$, тем плавней переключаются передачи, однако при этом значительно возрастает время и увеличивается работа буксования.

Следовательно, интенсивное нарастание момента M_{TP} до максимального значения в момент включения фрикционного устройства при переключении передачи вызывает резкий рывок машины и существенные динамические нагрузки в трансмиссии. Медленный темп нарастания момента M_{TP} ведет к большой работе буксования фрикциона, поскольку к буксующим фрикционным элементам передается не только инерционный момент, но и крутящий момент M_1 от двигателя (турбины гидропередачи).

Таким образом, плавность переключения передач и, следовательно, уровень динамических нагрузок в трансмиссии определяется характеристиками процесса переключения передач и, в первую очередь, соотношением частот вращения ведущих ω_1 и ведомых ω_2 частей фрикционного устройства и интенсивностью нарастания момента трения M_{TP} . В связи с этим, система управления в процессе переключения передач должна в зависимости от начальных параметров $(\omega_1, \omega_2, M_1, M_2)$ обеспечивать изменение частоты вращения двигателя с целью согласования угловых скоростей вращения ведущих ω_1 , и ведомых ω_2 частей фрикционных устройств (ГМТ) и регулирование интенсивности увеличения M_{TP} для реализации безударного включения передачи и предотвращения перегрева дисков трения фрикциона в результате длительного буксования.

На рисунке 9 представлены результаты моделирования процесса переключения передач с нижней на верхнюю при различном управлении двигателем и фрикционными элементами. Переключение передач без синхронизирующего управления двигателем (графики 1,2) характеризуется большой величиной момента, а в случае переключения без перекрытия

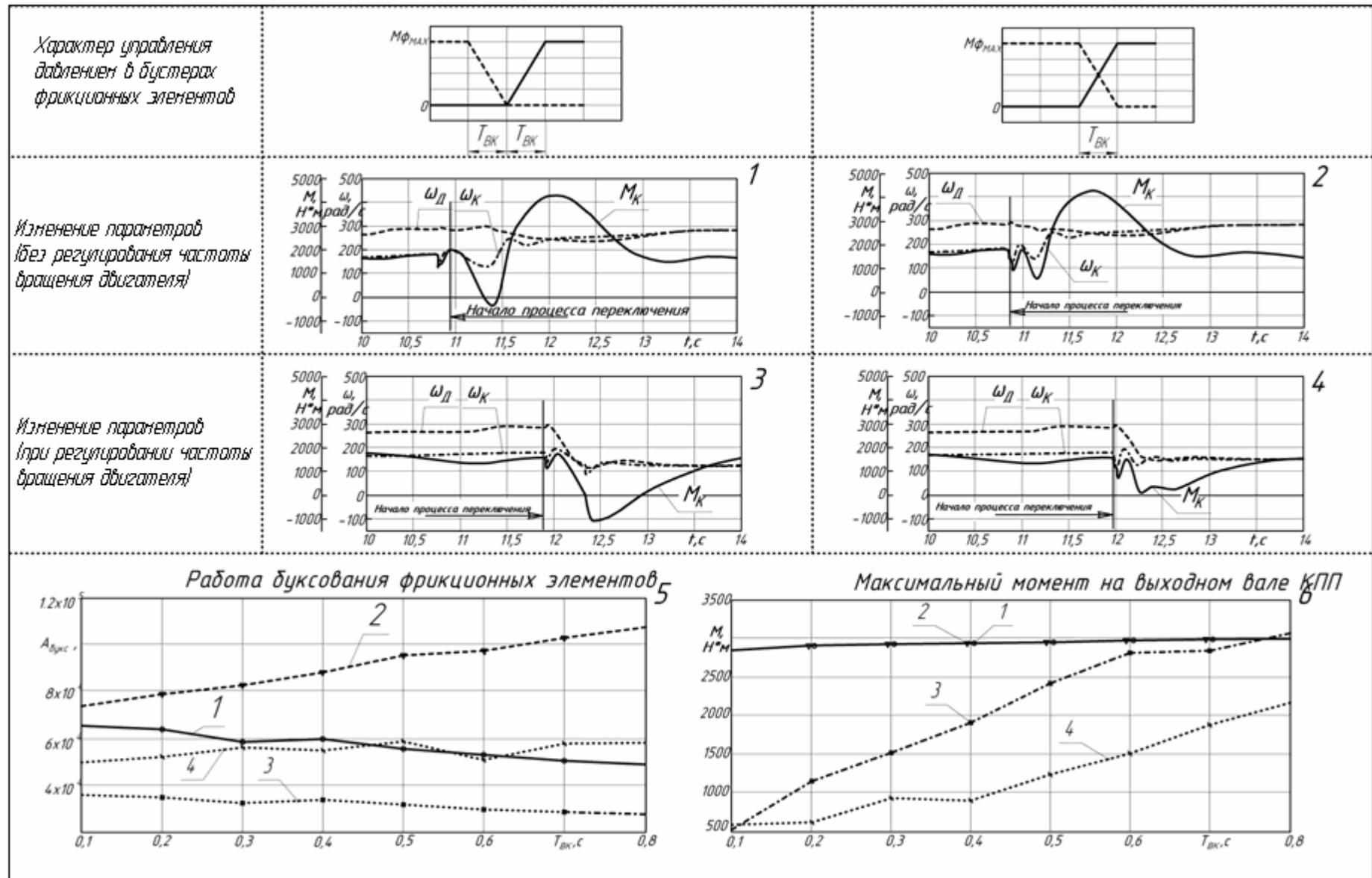


Рис. 9. Результаты компьютерного моделирования переключения передач

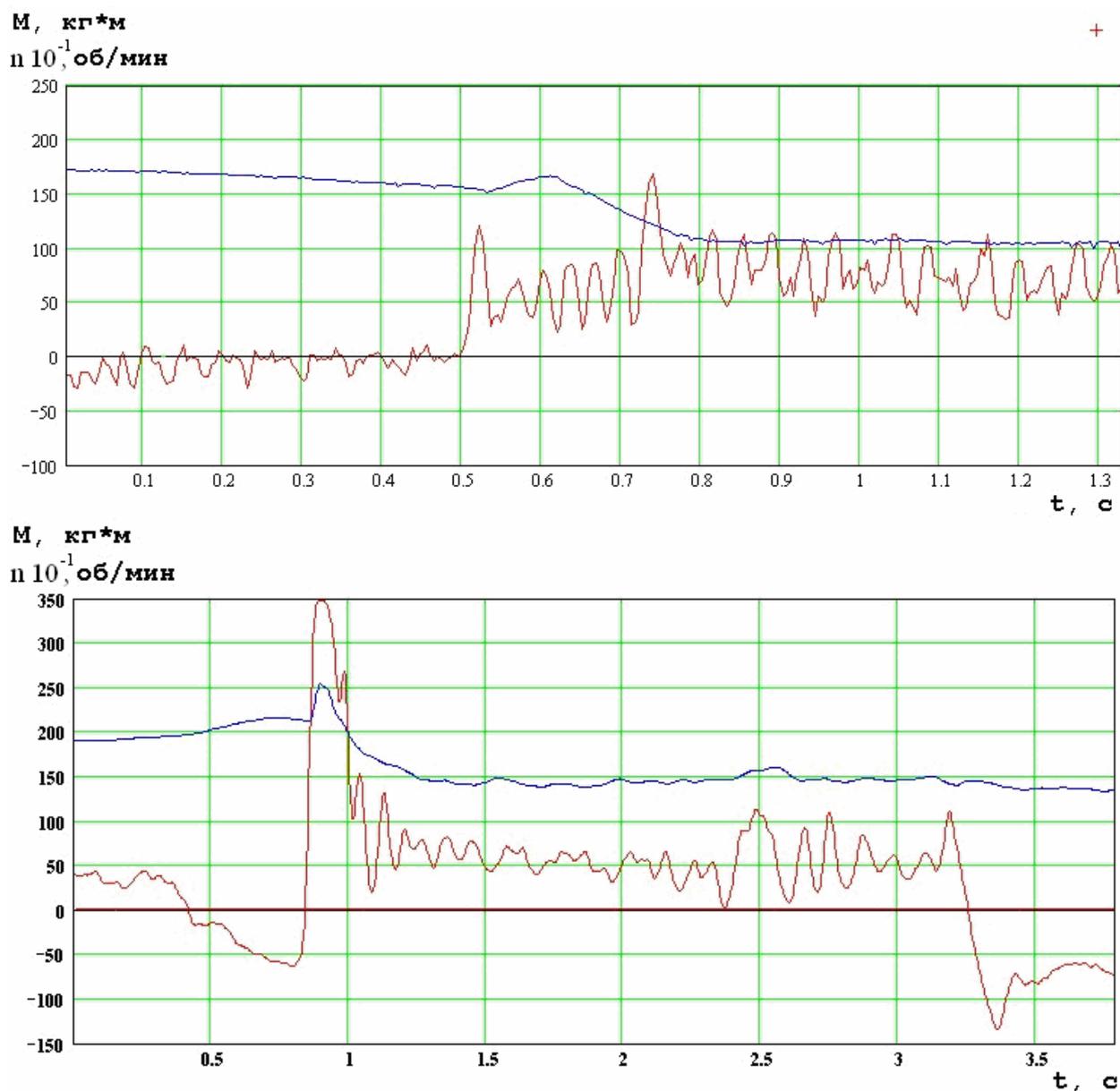


Рис. 10. Изменение кинематических и силовых параметров при переключении с третьей на четвертую передачу:

а – переключение с управлением подачей топлива; б – переключение без управления подачей топлива

давления управления фрикционными элементами (график 2) также и значительным падением момента относительно его среднего значения. Переключение передач, при котором осуществляется синхронизирующее управление двигателем (график 3,4), характеризуется небольшим моментом, но при этом отмечается значительное его падение, особенно в случае без перекрытия управления по давлению (график 4).

Интегральная оценка качества переходных процессов – работа буксования фрикционных элементов во время переключения передач для различных схем управления двигателем и фрикционными элементами и для различного времени нарастания момента трения характеризуется графиком 5. Из графика (линия 3) следует, что минимальная работа буксования достигается в

следующем случае: осуществляется синхронизирующее управление двигателем и отсутствует перекрытие управления давлением.

Следует отметить, что перекрытие по давлению при переключении без управления двигателем (график 6) незначительно влияет на величину момента. Наибольшее влияние на величину момента оказывает синхронизирующее управление двигателем. Этот вывод подтвержден экспериментальными данными, приведенными на рис. 10.

Очевидно, что такой режим включения фрикционного устройства можно обеспечить путем связного управления режимами работы ДВС и трансмиссии, регулирования силы сжатия дисков за счет изменения по определенному закону рабочего давления в гидросервоприводе фрикционных выключаемой и включаемой передач, а также блокировки гидротрансформатора.

Временная характеристика давления управления в бустерах сервомоторов фрикционных элементов и изменения частоты вращения представлены на рисунке 11.

Длительность переключения определяется временем заполнения бустера t_3 , временем регулирования t_p до окончания буксования фрикционного элемента. Переход к рабочему давлению вследствие ограниченной деформации пакета дисков происходит за сотые доли секунды. Анализ результатов исследования показывает, что длительность переключения определяется параметрами конструкции машины, трансмиссии и сопротивлением движению. В частности повышение быстродействия системы управления, уменьшение начальной скорости буксования, следовательно снижение работы буксования и динамической нагруженности способствует сближению передаточных чисел на смежных передачах трансмиссии для перекрытия параметров тяговой характеристики по скорости и удельной силе тяги.

Снижение динамического момента, нагружающего трансмиссию при переключении передач, может быть достигнуто адаптивным управлением каждого фрикционного элемента с учетом номера включаемой передачи. Это следует из зависимости качества переходного процесса от переменных упруго-инерционных свойств трансмиссии.

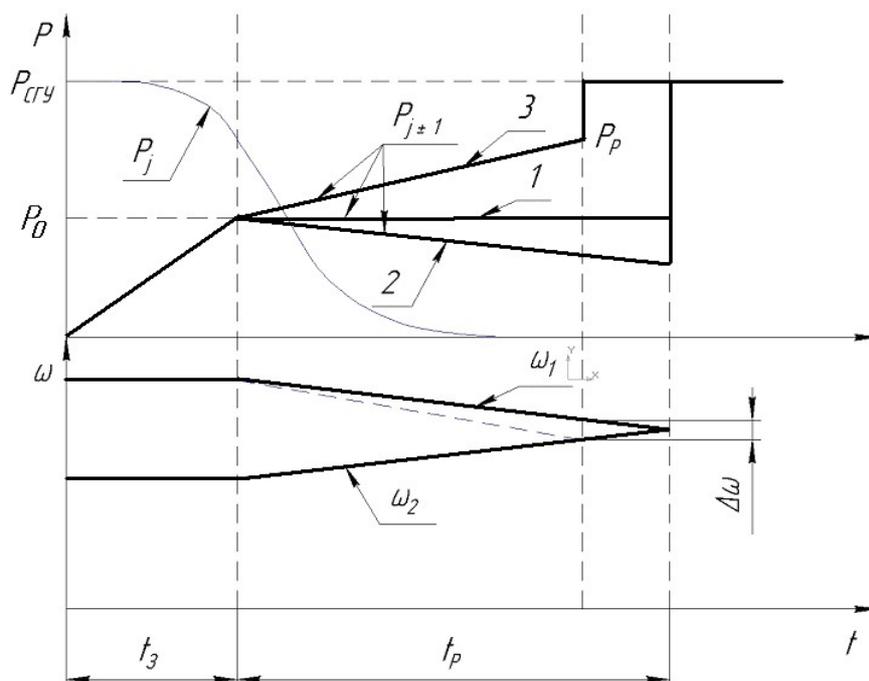


Рис. 11. Временная характеристика давления управления в бустерах сервомоторов фрикционных элементов и изменения частоты вращения

В большинство современных трансмиссий с тремя степенями свободы переключение смежных передач осуществляется заменой во включенное состояние только одного механизма управления. В связи с этим отдельные фрикционы используются для включения нескольких передач (таблица 2) Например, $\Phi 1$ – для третьей, пятой и заднего хода, $T 1$ – для второй и шестой.

Таблица 2

Номер передачи	Включенный фрикционный элемент					Частота вращения, $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	
	Φ_1	Φ_2	T_1	T_2	T_3	бустера включаемой передачи	дисков относительная
1				×	×	0	Кинематически не определена
2			×		×	0	1167,2
3	×				×	2400	1301
4		×			×	2400	785,3
5	×	×				4073,7	1673,7
6		×	×			0	2400
Зх	×				×		Кинематически не определена

При переключении передач снизу вверх, особенно с разрывом потока мощности, т.е. без перекрытия во времени, двигатель разгружается. Для исключения его разгона и снижения динамических нагрузок в трансмиссии, необходимо уменьшить α_{nm} . При переключении сверху вниз увеличение

частоты вращения вала двигателя способствует снижению динамических нагрузок. В этом случае для синхронизации фрикционных элементов необходимо увеличить α_{nm} .

При связанном управлении двигателем и фрикционами выключаемых и включаемых передач возможно плавное, по существу бесступенчатое переключение при $\min L_{\sigma}$ фрикционных элементов, ограничения их нагрева и износа. При запаздывании включения фрикциона следующей передачи (недостаточное перекрытие) переключение сопровождается ростом динамической нагруженности. Раннее начало включения фрикционов следующей передачи приводит к циркуляции мощности. В отдельных случаях возможен существенный рост работы буксования выключаемого фрикциона, на которую тратится вся мощность двигателя, а выходной вал трансмиссии тормозится. В этих условиях увеличивается L_{σ} , происходит дополнительный нагрев и износ дисков. В определенных условиях это может привести к недопустимой перегрузке.

Предлагаемые подходы в синтезе управления для статически наиболее вероятного, самого продолжительного режима, не дает удовлетворительных результатов при интенсивном изменении условий движения.

Сокращение длительности переключения, особенно низших передачах, работы буксования фрикционов за счет исключения циркуляции мощности, достигаются при включении в конструкцию механизма свободного хода (МСХ). Кроме того, это позволяет снизить потери мощности на трение в выключенных фрикционах и упрощается управление переходными процессами.

Для переключения на смежную передачу достаточно включить один фрикцион. В то же время введение в схему трансмиссии МСХ затрудняет осуществление торможения двигателем. Эффективное торможение достигается введением дополнительных управляемых фрикционных элементов, выполняющих функцию шунтирования и защиту МСХ от перегрузок. Такое решение используется во многих конструкциях фирм Zahnradfabrik, General Motors, Крайслер, Ford, Toyota, Mitsubishi, Nissan, Volvo и многие другие. В конструкциях с установленным на выходе ГМТ гидрозамедлителем влияние рассмотренных ограничений уменьшается.

Динамическая нагруженность трансмиссии может быть сокращена при компенсации задержки исполнения командных сигналов, минимизации отклонения фактических режимов от расчетных, возникающих вследствие изменения условий движения, температуры и быстродействия системы. Для этого необходимо обеспечить быстрое за 0.2..0.3с наполнение бустеров до давления 0,05..0,30 МПа, обеспечивающее силу на поршне, равную предварительному поджатию пружин в выключенном состоянии, при ограничении температуры дисков для фрикционов с высокой относительной скоростью в выключенном состоянии. Для быстрого заполнения необходим резерв производительности гидронасоса или введение в систему гидроаккумулятора.

Длительность заполнения бустеров зависит от давления в гидравлической системе, сопротивления магистрали, от параметров технического состояния и функционирования. Из анализа технического состояния металлокерамических дисков фрикционных элементов с нарушенной работоспособностью следует, что в процессе эксплуатации толщина пакета дисков может отклоняться от номинального значения вследствие износа или коробления дисков и соответствующим изменением объема бустеров, длительности их заполнения и буксования фрикционных элементов. Коробление (конусообразность формы) дисков возникает при неравномерном перегреве и направленности градиента температур от центра к периферийной части. Коробление МКД приводит к неполному включению передачи, увеличению работы буксования и приращению температуры деталей фрикционного элемента. При обратном направлении градиента температур деформация дисков приводит к увеличению силы сопротивления осевому перемещению дисков, в пределе нарушая их подвижность. Кроме того, длительность заполнения бустеров отличается из-за различной длины и сопротивления масляных каналов магистрали, утечек рабочей жидкости. Утечки не стабильны в процессе заполнения, зависят от вязкости масла и увеличиваются в процессе эксплуатации (по ТУ от 1-го до 6-ти литров в минуту) из-за износа уплотнений. Начальное давление в бустерах, вращающихся с различной на каждой передаче скоростью, также отличается.

Для выполненных конструкций длительность заполнения бустеров составляет 0,30..0,38 с в четырехступенчатой ГМТ и 0,5...1,2с в шестиступенчатой.

После заполнения бустеров, которое целесообразно произвести с упреждением, осуществляется регулирование давления, создающего необходимый момент трения фрикциона:

$$M_{TP} = \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{t_B} + M_C J_M^{-1} + M_T J_T^{-1} \right) J_{np},$$

где J_{np} - приведенный момент инерции $J_{np} = \frac{J_M J_T}{(J_M + J_T)}$;

M_C - момент сопротивления движению с учетом инерционной составляющей

$$M_C = \left(f_c + \frac{\dot{V}}{g} \delta_j \right) mg \cdot r_{вк} U_{mpj}^{-1}.$$

Первое слагаемое в скобках определяет величину, необходимую для синхронизации элементов, а второе и третье – для преодоления инерционных составляющих турбины J_T и машины J_M . Следует отметить, что вследствие свойств гидротрансформатора, момент на турбине может быть существенно уменьшен при ее синхронизации с насосным колесом и, более того, стать отрицательным при обгоне турбиной насосного колеса.

Момент трения фрикциона является функцией давления P и параметров конструкции (числа пар трения Z , среднего радиуса дисков R_{cp} , площади контакта F и реализуемого значения коэффициента трения $f_{ск}$). При

номинальном значении параметров $M_{TP0} = P \cdot z \cdot R_{cp} F \cdot f_{ск}$. В реальных условиях параметры конструкции, входящие в уравнение, отличаются от номинальных значений. Так коэффициент трения зависит от относительной скорости скольжения ведущих и ведомых дисков $\Delta\omega R_{cp}$, удельного давления P/F , температуры T и износа дисков. В связи с этим уравнение момента трения дополняется и приводится к виду:

$$M_{TP} = M_{TP0} + \sum_u \left(\frac{\partial M_{TP}}{\partial q_i} \right)_0 \Delta q_i,$$

в котором частная производная при номинальном значении (0) параметров $q_i (i=1...u)$ является коэффициентом значимости – степени влияния отклонения каждого параметра. Необходимое давление P_p в конце регулирования определяется из уравнения $P_p = \frac{M_{TP}}{z R_{cp} F f_{ск}}$.

Интенсивность нарастания давления от P_0 до P_p , до окончания буксования фрикционов, является искомой функцией и зависит от принятых критериев и ограничений. Например, для обеспечения минимума L_b и коэффициента динамической нагрузки не выше 1,1 в совокупности с уменьшением α_{nm} давление в процессе буксования фрикциона должно быть постоянным (график 1 на рис. 11) или несколько уменьшаться (график 2 на рис. 11) в зависимости от реализуемой зависимости коэффициента трения скольжения от скорости. Переход к рабочему давлению осуществляется по окончанию буксования.

При этом для бустера с параметрами системы гидроуправления для машины «Скорпион» с двигателем ЯМЗ-534 и 6-ти ступенчатой ГМТ работа буксования составляет 0,8 кДж, длительность процесса 1,3...1,5 с., а приращение температуры МКД 20°C, т.е. параметры находятся в допустимых пределах. Такая характеристика возможна при переключении на высшие передачи и незначительном сопротивлении движению ($f_c < 0,05$). В то же время, при движении на низших передачах и с большим сопротивлением ($f_c > 0,20$) такое управление приводит к цикличности переключения и снижению динамических качеств машины. В этом случае, вследствие ограниченного быстродействия, снижается возможность синхронизации процесса изменения скоростного режима работы двигателя. В таких условиях необходимо увеличение давления в бустере до 0,7 МПа (график 3). Это приводит к увеличению работы буксования в 1,3 раз, увеличению коэффициента динамичности до 1,6, но сокращается длительность переключения с 1.3...1.5 с до 0.6...0.8 с, т.е. в 1,8...2,1 раза, исключается цикличность переключения и повышается подвижность машины. Работа буксования за одно переключение возрастает, а удельная – на км пути из-за сокращения числа нерациональных переключений уменьшается. Таким образом, в зависимости от условий движения ограничение целевой функции изменяется и необходимо адаптировать программу управления переключением передач [3].

К фатальным явлениям следует отнести недовключение передач (фрикциона) и неполное выключение. В этом случае происходит интенсивный износ дисков, их перегрев и нарушение работоспособности трансмиссии. Возникновению отказа всегда предшествуют события, определяемые по косвенным параметрам: уменьшение подачи насоса, увеличение биения его шестерен, вибрации, уменьшение и флуктуация давления рабочей жидкости, увеличение работы буксования.

Из приведенного следует, что адаптивное управление должно базироваться на мониторинге и диагностике технического состояния.

При изменении состояния или режимов функционирования фрикционных устройств необходима коррекция управляющих воздействий, направленная на снижение влияния этих изменений на качественные показатели работы трансмиссии. В противном случае процесс переключения передач будет сопровождаться толчками и ударами, увеличением работы буксования и износом дисков трения фрикционных элементов. Решение данной задачи необходимо реализовать на основе адаптивного управления, осуществляющего по результатам идентификации состояния фрикционных элементов и режимов работы двигателя и трансмиссии автоматическую настройку параметров системы управления и формирование управляющих команд на переключение передач с учетом указанных изменений.

Учет такого количества параметров повышает контролируемость и диагностируемость объекта и возможность повышения качества процессов управления. Однако это приводит к увеличению количества датчиков, повышению требований к системе сбора и обработки информации, усложнению алгоритмов функционирования системы управления. В связи с этим систему информационного обеспечения необходимо разделить. При диагностике и контроле технического состояния использовать максимум информации, а для управления переходными процессами обходиться минимумом, т.е. управление должно осуществляться в условиях недостаточности информации об объекте управления, его технического состояния и условиях функционирования.

В технологически отработанных и надежных золотниковых коробках регулирование основано на изменении площади проходного сечения и использовании клапанов плавности. Адаптация характеристики управления фрикционным элементом затруднительна. Во-первых, невозможно организовать предварительное заполнение бустеров. Во-вторых, вследствие инерционности золотника затруднено управление широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) управляющего сигнала. Менее надежными, требующими высокого уровня сервиса, чистоты, стабильности и вязкостно-температурных свойств масла, но позволяющими адаптировать характеристику, являются конструкции клапанов картриджного исполнения золотникового типа с пропорциональными электромагнитами (например соленоидами фирмы Bosch).

Особое значение при управлении гидромеханической трансмиссией имеет учет теплового режима в системах силового блока, давления, уровня и

утечки рабочей жидкости. Процесс регулирования теплового режима силового блока характеризуется количеством тепла, отдаваемого теплоносителю и рассеиваемого системой охлаждения в единицу времени, являются функциями целого ряда параметров.

Линеаризованное дифференциальное уравнение изменения температуры теплоносителя $\Delta\theta$, в соответствии с которым синтезируется управление, обычно представляют в виде:

$$T \frac{d\Delta\theta}{dt} + \Delta\theta = K_{\varphi} \Delta\varphi + f(t),$$

где T - постоянная времени системы охлаждения; K_{φ} - коэффициент усиления регулирующего органа при подаче дополнительного воздуха; $f(t)$ - функция, характеризующая возмущающие воздействия, вызванные изменением внешних условий и режимов работы двигателя и трансмиссии.

Поскольку коэффициенты T и K_{φ} изменяются в широких пределах при изменении условий движения и режимов работы силовой установки и трансмиссии, то и характер переходных процессов в системе охлаждения также существенно зависит от этих факторов. Вследствие этого качественное управление температурным режимом силовой установки и трансмиссии требует получения исходной информации об основных факторах, влияющих на процесс регулирования, что в связи с большим числом параметров и сложностью (а иногда невозможностью) их измерения представляет определенные трудности. Решение данной задачи, направленное на обеспечение эффективного функционирования системы управления тепловым режимом работы двигателя и трансмиссии при изменении внешних условий, режимов работы и параметров объекта, может быть реализовано на основе адаптивных алгоритмов управления.

Управление тепловым режимом работы двигателя и трансмиссии направлено на поддержание рекомендуемой температуры в системах двигателя и ГМТ при различных режимах работы и условий функционирования машины и обеспечивает повышение эксплуатационных свойств.

В случае выхода значений температуры, давления или уровня жидкости за пределы диапазонов, на которые разделена область эксплуатационных значений (рекомендуемый, допустимый, предельный и аварийный) режим движения (V_M, ω_D), за счет изменения подачи топлива, переключения передач выбирают из условия защиты силового блока от критических режимов работы. Выходные параметры силового блока выступают в виде ограничений, пример которых приводится ниже. В условиях, когда:

- 1) температура охлаждающей жидкости $120^{\circ}\text{C} < t_{ож} < 30^{\circ}\text{C}$ в течение 5 с.;
- 2) температура масла в системе смазки двигателя $110^{\circ}\text{C} < t_{ссл} < 40^{\circ}\text{C}$ в течение 3 с;

управление осуществляется в зависимости от значения параметров. Если оно приближается в зону высших предельных значений (например, $t_{ож} \rightarrow 120^\circ\text{C}$), то информация передается водителю и вводится в базу данных, открываются жалюзи, увеличивается частота вращения вентилятора. Если через 5 с. $\frac{d\theta}{dt} \geq 0$, то происходит переключение $n_l \rightarrow n_{j-1}$, увеличивается частота вращения вала двигателя, а нагрузка на двигатель уменьшается. Если позволяет температура масла в ГМТ, то можно разблокировать гидротрансформатор. Если значение температуры ниже предельной, то предусматривается запрет на включение передач кроме 1-й, 2-й и заднего хода, закрываются жалюзи, выключается вентилятор, разблокируется ГТ, а при температуре воздуха ниже -20°C – включается подогреватель.

Основные результаты и выводы:

Адаптация программы управления позволяет снизить динамическую нагруженность в 2,1 раза, работу буксования фрикционных элементов в 1,4 раза, а также уменьшить цикличность переключений передач.

Мониторинг технического состояния двигателя и трансмиссии, режимов их функционирования, позволяет не только адаптивно управлять движение машины, но и выполнять функцию контроля. При возникновении фатальных ситуаций (информация о критических значениях параметров: температуры, давления, уровня эксплуатационной жидкости, неполное включение или выключение фрикционов), список которых может быть дополнен, выхода параметров технического состояния за пределы допустимых диапазонов системы, обеспечивает их локализацию, а выбор режима движения осуществляется из условия обеспечения параметров в допусковых пределах.

Приоритет управления определяется по значимости параметров технического состояния. Система осуществляет также коррекцию ошибочных действий водителя, выполняя защитную функцию. В ситуации, когда необходимо обеспечить движение независимо от технического состояния, например в боевой обстановке при возникновении отказа и невозможности его локализации, системой предусматривается режим ручного или дублирующего управления.

4. Прогнозирование цикличности переключения передач трансмиссии гусеничных машин

Обеспечение долговечности фрикционных элементов управления переключением передач трансмиссий транспортных машин во многом определяется цикличностью их включения. Существующие методы прогнозирования цикличности [1, 2] базируются на экспериментальных данных для ранее спроектированных машин и не позволяют учесть потенциальные свойства проектируемых машин, условия эксплуатации и др. Анализ экспериментальных данных показывает, что действительное число переключений гораздо выше расчетного значения, оно зависит от

интенсивности изменения сопротивления движению, имеющему случайный характер, квалификации водителя и до пяти раз возрастает при автоматизации управления поступательной скоростью машины.

Раздел посвящен разработке метода прогнозирования цикличности переключения с позиции вероятностного и случайного характера процессов, при рассмотрении движения машины как непрерывного марковского процесса. Такой подход позволяет по виду математической модели движения эффективно определить плотность вероятностей с использованием дифференциального уравнения Фокера-Планка-Колмогорова (ФПК).

В теории марковских процессов [3] и статистической динамики транспортных машин [4] показано, что процессы в динамической системе являются марковскими, если соблюдаются следующие три условия:

1. Поведение системы в будущем не зависит от прошлого, т. е. скорость движения является случайной функцией без последствия.

2. Движение по координате x описывается дифференциальным уравнением первого порядка в виде

$$\dot{x} + Q(x) = y(t),$$

где $Q(x)$ – в общем случае нелинейная функция координаты x .

3. Входное возмущение $y(t)$ является центрированной стационарной δ -корреляционной функцией случайного процесса, т. е. корреляционная функция входного возмущения имеет вид $K(\tau) = 0,5N_0\delta(\tau)$, где $0,5N_0$ – интенсивность δ -функции в точке $\tau = 0$.

Первые два условия для математической модели управляемого поступательного движения машины выполняются, так как уравнение может быть представлено в форме:

$$\dot{v} - g\delta_i^{-1}f_d(v, \alpha_{пт}) = g\delta_i^{-1}f_c(t) \quad (2)$$

где v, \dot{v} – скорость и ускорение машины; δ_i – коэффициент учета вращающихся масс на i -й передаче; f_d, f_c – удельная сила тяги и коэффициент сопротивления движению соответственно; $\alpha_{пт}$ – положение педали подачи топлива.

Однако третье условие не выполняется, так как δ -корреляционная функция случайного процесса соответствует постоянной спектральной плотности – «белому шуму» во всем интервале частот $S(\omega) = 0,5N_0$, а дисперсия «белого шума» стремится к бесконечности, что противоречит физическому представлению реальных процессов.

Внешнее возмущение, как правило, описывается гауссовскими процессами в узкополосном спектре, а спектральная плотность аппроксимируется дробно-рациональной функцией

$S_y(\omega) = 4\sigma_y^2 \alpha \frac{\alpha^2 + \omega^2}{[\omega^2 - (\alpha^2 + \beta^2)] + 4\alpha^2 \omega^2}$, которой соответствует дважды дифференцируемая корреляционная функция

$K_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha|\tau|)(\cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta \cdot |\tau|)$, где α и β - параметры функций.

В связи с этим для использования аппарата марковских процессов исследуемая система расширяется последовательным присоединением динамического звена с квадратом модуля передаточной функции

$$|W(\omega)|^2 = \frac{S_y(\omega)}{0,5N_0}.$$

В работе [5] показано, что вышеприведенная функция с присоединенным динамическим звеном описывается дифференциальным уравнением второго порядка

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2\alpha \frac{dy}{dt} + (\alpha^2 + \beta^2)y = n(t).$$

Соответственно порядок исходного дифференциального уравнения (2) повышается на два порядка. При введении фазовых координат $\dot{x}_1 = x_2$, $\dot{x}_2 = x_3$, $\dot{x}_3 = f(\dot{v})$ уравнение приводится к трем уравнениям первого порядка в нормальной форме Коши, т. е. происходит преобразование исходного уравнения в многомерный вектор. Для использования аппарата марковских процессов необходимо, чтобы по крайней мере одна из компонент вектора многомерной системы была марковской. По виду полученного уравнения представляется возможным составить уравнения ФПК относительно неизвестной совместной плотности вероятностей случайных функций [4].

Задача прогноза цикличности сводится к расчету числа пересечений скорости как случайной функции $v(s)$ пути s некоторого заданного уровня v_i ($i=1, \dots, n$) – максимального значения скорости на i -й передаче. Число переключений передач на единицу пути определяется как число положительных выбросов случайной стационарной функции $v(s)$ за уровень v_i , которое определяется по уравнению [3]:

$$N_s(v_i) = \int_0^{\infty} \dot{v}_s \cdot \varphi_s(v_i, \dot{v}_i) dv,$$

где $\varphi_s(v_i, \dot{v}_i)$ – плотность вероятности функции $v(s)$ и ее производной $\dot{v}_i(s)$.

При движении гусеничной машины в характерных условиях скорость ограничивается тяговыми свойствами, плавностью хода и управляемостью, а

реализация удельной силы тяги осуществляется по внешним, регуляторным и тормозным характеристикам, которые нелинейны. В.А. Савочкин предложил линеаризацию этих функций относительно переменной удельной кинетической энергии T ($T = 0,5v^2$) [4]. С учетом этого число переключений передач при действии тяговых ограничений скорости составляет

$$N_i(T_i) = \frac{\lambda_{Ti} \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{Ti}} \cdot \exp\left(-\frac{(T_i - m_{Ti})^2}{2 \cdot \sigma_{Ti}^2}\right) \text{ переключений на км,}$$

где m_{Ti} , σ_{Ti} – числовые характеристики функции распределения удельной кинетической энергии T движения машины на i -й передаче; λ_{Ti} – параметр функции распределения производной \dot{T}_i .

Ниже приводится пример прогнозирования числа переключений передач с линеаризованной зависимостью $f_D(T) = a_i - b_i T$, показанной на рис. 12; в таблице 3 приведены основные параметры линеаризованной характеристики, в таблице 4 – результаты прогнозирования в условиях, когда корреляционная функция коэффициента сопротивления движению определяется уравнением $K_{fc}(\tau_s) = \sigma_{fs}^2 \exp(-\alpha(\tau_s))$ при следующих значениях параметров: $m_{fc} = 0,15$, $\sigma_{fc}^2 = -0,0016$, $\alpha = 0,005 \text{ м}^{-1}$.

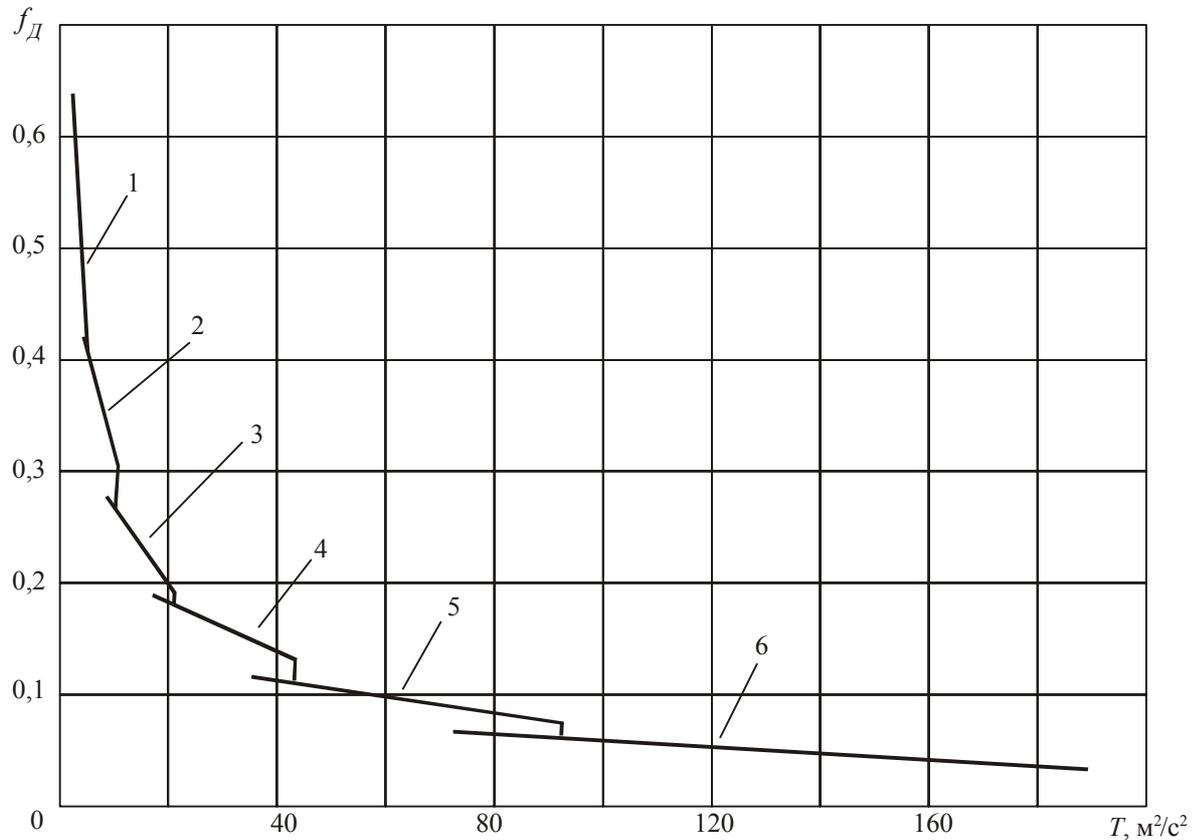


Рис. 12. Линеаризованная зависимость удельной силы тяги гусеничной машины от удельной кинетической энергии (1,..., 6 – номера передач)

Из результатов расчета следует, что число переключений достаточно велико. Данная оценка относится к числу переключения с низшей передачи на высшую. При учете ограничений по плавности хода и управляемости эта величина существенно увеличивается. В связи с этим рассматривается возможность сокращения их числа.

Таблица 3

Основные параметры линеаризованной характеристики

Номер передачи		1	2	3	4	5	6
Коэффициенты линеаризация	a	0,741	0,493	0,331	0,227	0,144	0,089
	b, c2/м2	0,062	0,020	0.007	0.002	0.0008	0.0003
Коэффициент учета вращающихся масс δ_i		3,580	2,365	1,800	1,551	1,424	1,366

Таблица 4

Результаты прогнозирования среднего числа переключения передач для быстроходной гусеничной машины

Параметры	№ передачи (направление переключения)				
	1→2	2→3	3→4	4→5	5→6
m_{Ti} , м2/с2	9,596	17,271	25,747	34,222	-7,895
σ_{Ti} , м2/с2	0,64	1,956	5,351	15,292	37,636
λ_{Ti} , м2/с2	0,019	0,04	0,074	0,129	0,193
$N_i(T_i)$, км-1	0,025	1,568	1,221	1,169	0,253

Законы автоматического переключения построены по статическим характеристикам так, чтобы при равенстве удельных силы тяги и сопротивления $f_D = f_C$ происходило переключение. Однако при движении с допустимым кратковременным замедлением \dot{v}_3 временные перегрузки могут быть преодолены кинетической энергией гусеничной машины. Из основного уравнения движения машины (1) нетрудно установить, что условием движения является $f_D + \frac{\dot{v}_3 \delta}{g} \geq f_C$. Однако

продолжительность использования кинетической энергии ограничена. Наибольшая длительность t_{max} , в течение которой можно преодолеть повышенное сопротивление движению, определяется по уравнению [6]

$$\int_0^t dt = \frac{\delta_i}{g \cdot f_C} \cdot \int_{\Delta v} dv,$$

где Δv – допускаемое снижение скорости в процессе переключения.

Из этих уравнений следует, что длительность t_{\max} может быть увеличена двумя путями:

- увеличением диапазона угловой скорости двигателя, определяющего пределы интегрирования, т. е. применением высокооборотных двигателей с низкой устойчивой частотой вращения;
- разъединением двигателя с трансмиссией при замедленном движении в процессе преодоления перегрузок.

В первом случае в определенной степени снижаются скоростные качества. Во втором случае двигатель не глохнет, но длительность ограничивается предельно допустимой скоростью движения. Для количественной оценки возможности уменьшения числа переключений необходимо определить случайную протяженность отрезка пути между последовательными моментами изменения сопротивления движению и величину этого изменения (колебательные свойства случайной величины $f_c(s)$).

Другим путем сокращения числа нерациональных переключений является создание полуавтоматического режима переключения передач, при котором реализуются такие свойства водителя как предвидение и прогнозирование ситуации [6]. Электронная система управления на основе сигналов датчиков определяет номер передачи, обеспечивающий наилучший режим работы моторно-трансмиссионной установки в данных условиях движения. Номер этой передачи, как рекомендуемой, высвечивается на дисплее водителя в мигающем режиме. Номер включенной передачи находится в режиме постоянного свечения. Водитель, анализируя дорожную обстановку и прогнозируя дальнейшее ее развитие, принимает решение переключиться на рекомендуемую передачу или двигаться на ранее включенной передаче. Если водитель считает нецелесообразным переход на рекомендуемую передачу (например, при движении на спуске, за которым начинается подъем), то переключение не происходит. При таком управлении исключается цикличность и снижается число переключений.

5. Динамика, управление процессами торможения гусеничной машины и поддержание дистанции

При экстренном торможении быстро движущейся гусеничной машины не всегда удается реализовать требуемое замедление и устойчивость. Это связано с уменьшением коэффициента сцепления при юзе гусениц в процессе торможения и с соответствующим снижением тормозной силы и увеличением тормозного пути. Для предотвращения аварии водитель вынужден двигаться со скоростью ниже тяговых возможностей, т.е. не реализуются скоростные потенциальные качества машины. При движении машин в колонне это обстоятельство требует увеличения дистанции между

машинами, что затрудняет управление колонной, уменьшает пропускную способность дороги.

Для обеспечения эффективного торможения необходимо создать такой режим юза τ , при котором реализуется максимальное значение коэффициента сцепления φ_{\max} . Это возможно при высокой квалификации водителя или при создании автоматизированной системы управления тормозами. Второй путь является более приемлемым, так как экстренное торможение обычно производится в экстремальной обстановке, и эффективность торможения нецелесообразно ставить в зависимость от психофизиологических особенностей водителя, которые нестабильны во времени. Эффективность экстренного торможения предлагается обеспечить на основе автоматизированной системы управления торможением. Управление осуществляется по знаку второй производной скорости $\text{sign}\ddot{V}$, определяющей экстремум замедления \dot{V} .

Для гусеничных машин, оснащенных бортовым компьютером, система может быть представлена рис. 13. Система включает педаль управления 1, которая через тягу соединена с гидроусилителем 2, гидравлически соединенным через управляемый электромагнитом модулятор давления 3 с цилиндрами 4 исполнительных механизмов 5 остановочных тормозов. Под педалью управления 1 расположен концевой выключатель 6, который через АЦП 7 соединен с бортовым компьютером 8.

Вход бортового компьютера соединен с датчиками замедления 9, частоты вращения вала двигателя 10 и скорости движения машины 11. Выход бортового компьютера соединен с электромагнитом 12 управления модулятором давления 3, а также с механизмом управления 13 подачей топлива, золотниковой коробкой 14 и дисплеем 15 водителя.

Работает система в соответствии с блок-схемой алгоритма, приведенной на рис. 14. В памяти бортового компьютера записываются параметры аппроксимации тормозной характеристики гусеничной машины a_j, b_j, c_j , а

также максимальные $n_{\partial \max}$ и минимальные $n_{\partial \min}$ значения частоты вращения вала двигателя.

Конечный выключатель 6 устанавливается, таким образом, что он включается, когда педаль управления 1 нажата на величину, большую чем 60% ее полного хода. При служебном (не экстренном) торможении машины водитель перемещает педаль на определенную величину. При перемещении педали 1 через тягу, гидроусилитель 2 открывается клапан в модуляторе давления 3. Рабочая жидкость под давлением поступает в рабочие полости исполнительных цилиндров, перемещает их выходные штоки, включая тормоза обоих бортов через механизмы управления 5. При этом происходит торможение машины, интенсивность которого регулируется водителем.

При экстренном торможении ($\alpha_m \geq 0,6$) сигнал с концевого выключателя поступает через АЦП 7 в бортовой компьютер 8 и начинается работа циклической программы (блок 2, рис. 14) во времени t с шагом Δt . В процессе работы происходит опрос датчиков и измерение величин $\alpha_m, \dot{V}, V, n_D(n_j)$. По величине этих параметров осуществляется диагноз системы.

В том случае, когда параметры системы не соответствуют ТУ, водителю выдается информация о переходе в режим ручного управления и система выключается (блоки 17, 18). При соответствии параметров системы ТУ управление передается в блок 6. При движении машины со скоростью свыше 40 км/ч определяется значение второй производной скорости $\ddot{V} = d\dot{V} / dt$ и ее знак $\text{sign } \ddot{V}$, а также возможное замедление при торможении двигателем $\dot{V}_j = g\delta^{-1}(a_j V^2 + v_j V + c_j)$ для механических трансмиссий или

гидрозамедлителем для гидромеханических трансмиссий (блок 7). Если в режиме экстренного торможения ($\alpha_T \geq 0,6$) уменьшается тормозная сила ($\ddot{V} > 0$) вследствие юза гусениц, то к электромагниту модулятора передается сигнал для его перевода в режим модуляции давления с глубиной (амплитудой) $\Delta p = 40\%$ и частотой $f = 10 \dots 20$ Гц (блоки 8, 9). Следует отметить, что при экстренном торможении выходной вал трансмиссии может остановиться, т.е. сигнал датчика 11 не пропорционален скорости движения машины. В этом случае сигнал конечного выключателя 6 поступает на ключ управления запоминающегося устройства, включает его, и скорость движения машины в течение 2...3 секунд определяется по величине сигнала запоминающегося устройства.

При движении на дорогах с низким значением коэффициента сцепления, при включении тормозов замедление машины незначительно. При превышении возможного замедления, по сравнению с реализуемым, система осуществляет торможение двигателем путем уменьшения подачи топлива и выключения остановочных тормозов. При этом модулятор отсекает подачу масла в цилиндры исполнительных механизмов, а рабочую полость включает на слив (блоки 10, 11). В режиме торможения происходит непрерывный контроль частоты вращения вала двигателя. При превышении максимальной частоты вращения $n_D > n_{D \max}$ осуществляется

предохранение от «заброса», например, как это выполнено в системах предохранения двигателя от раскрутки. Снижение частоты вращения допускается до минимально устойчивой $n_{D \min}$. При частоте вращения $n_D = n_{D \min}$ формируется и передается сигнал в золотниковую коробку для

выключения фрикциона j -й передачи. В дальнейшем цикл работы повторяется.

При достаточной дальности видимости потенциально опасного препятствия предлагаемая система позволяет обеспечивать служебное торможение с регулируемым замедлением, адаптивный поиск экстремума замедления при экстренном торможении, в т.ч. на грунтах с низким значением коэффициента сцепления, и в случаях, когда с изменением юза коэффициент сцепления не имеет максимального значения. В последнем случае торможение осуществляется двигателем. Использование предлагаемой системы позволит повысить эффективность торможения на затяжных спусках и на дорогах с низким значением коэффициента сцепления, повысить уровень безопасности и скорость движения.

Для обеспечения безопасности движения в условиях ограниченной видимости (при снегопаде, дожде, тумане, запыленности или задымленности воздуха) водитель вынужден значительно снизить скорость машины. При внезапном появлении потенциально опасных препятствий водитель не успевает затормозить. Для обеспечения экстренного торможения машин, оснащенных радиолокатором, возможно создание дополнительного контура, т.е. создание подсистемы «технического зрения», обеспечивающей большую, чем водитель дальность обнаружения потенциально опасных объектов и более быстрое срабатывание системы торможения, когда нет ограничений по демаскируемости. При создании такого контура система дополняется измерителем И, блоком счетно-решающего устройства СРУ, а модулятор давления оснащается дополнительным электромагнитом 15 для включения остановочных тормозов. Схема алгоритма работы системы с «техническим зрением» приведена на рис. 15.

В память бортового компьютера дополнительно вводится длительность срабатывания системы торможения t_c и реакции водителя t_B . При включении рассматриваемого дополнительного контура ($UK > 0$) система работает во времени t по циклической программе с шагом Δt . Измеритель обнаруживает потенциально опасное препятствие, измеряет дальность D от него, относительную ΔV и собственную V скорости, а также и, с определенной точностью коэффициент сцепления ϕ . В блоке 4 определяется расстояние безопасности $S_{\phi}(V)$ и требуемое замедление \dot{V}_T . По этим параметрам осуществляется диагноз системы. Если параметры системы не соответствуют ТУ, то водителю выдается информация о переходе в режим ручного управления и система выключается (блоки 18, 17).

При соответствии параметров ТУ в блоке 7 определяется разность $S_{\phi}(V) - D$. Если разность отрицательна, то необходимости в торможении нет. При положительной разности для исключения ложных включений тормозов алгоритмом управления предусмотрено распознавание потенциально опасных препятствий с использованием элементов искусственного интеллекта. При необходимости торможения производится сигнализация водителю. Если

водителем не предприняты действия для предотвращения наезда, то к дополнительному электромагниту 16 модулятора давления передается сигнал для включения остановочных тормозов и происходит автоматическое торможение, как это предусмотрено блоками 7-18 рис. 15. Если водитель предпринял управляющие действия, то на дисплее появляется информация «Управление передано водителю» и торможение осуществляется водителем в соответствии с блоками 2-18 алгоритма приведенного на рис. 15. Если в процессе торможения разность $S_{\sigma}(V) - D$ становится отрицательной, то система отключается, кроме режима экстренного торможения.

Вероятность ложного срабатывания определяется уравнением:

$$F = 1 - \prod_{i=1}^4 (1 - F_i),$$

где F_i - вероятность выработки ложного сигнала водителем ($i = 1$), измерительной системой при превышении порога уровня шумовым выбросом ($i = 2$), от объектов, расположенных вне зоны опасности ($i = 3$) и от не опасных ($i = 4$).

Первые два события определяются психофизическими свойствами водителя и настройкой системы. Вероятность F_3 снижается выбором конструкцией антенны, регулированием зоны опасности в зависимости от скорости и при поворотах машины. Возможность уменьшения F_3 и F_4 заключается в реализации метода распознавания образов. Для этого необходимо в память бортовой ЭВМ внести функции распределения признаков потенциально опасных объектов. Основными признаками могут быть амплитудные и фазовые спектры или корреляционные функции отраженных сигналов, поляризационные характеристики, эффективная отражательная поверхность объектов и их конфигурация.

Процедура вероятностного распознавания включает:

- определение величины плотности вероятности P_{in} признаков по функциям распределения (n – число классов объектов, i – номер признака);
- вычисление произведения плотностей вероятностей $m_n = \prod_{i=1}^4 P_{in}$, характеризующее вероятность отнесения объекта к определенному классу;
- отнесение объекта к определенному классу по сравнению признака с пороговым значением, реализуя процедуру последовательного наблюдателя.

При движении машин в колоннах эффективность торможения может существенно повысить по условиям безопасности скорость движения и сократить дистанцию между машинами.

Наибольшая пропускная способность дорог может быть обеспечена при возможной минимальной дистанции между машинами, равной

$$S_{\delta} = (V_2^2 - V_1^2) / 2g\varphi + \sum t_i V_2 + C(V_2). \quad (3)$$

Первая составляющая определяет разницу тормозного пути управляемой (2) и лидирующей (1) машин. Второе слагаемое определяет путь пройденный машиной за время $\sum t_i$ реакции системы. Последнее слагаемое определяет запас дистанции безопасности, необходимый для компенсации погрешности определения водителем дистанции, а также флуктуации тормозного пути как случайной величины.

Параметры, входящие в уравнение, определяются в системе управления торможением с контуром «технического зрения». Поэтому в такой системе можно реализовать автоматическое или полуавтоматическое поддержание дистанции между машинами. Параметром управления является отклонение дистанции

$$\Delta D = D_u - S_{\delta} = D_u - (S_{T1} - S_{T2}) - V_2 \sum t_i,$$

где D_u - измеряемое значение дистанции; S_{T2}, S_{T1} - прогнозируемое значение тормозного пути управляемой машины (2) и лидирующей (1), определяется по результатам измерения параметров.

$$S_{T2} = \begin{cases} V_2^2 / 2g(\varphi + f_c), & \text{— при движении без торможения;} \\ V_2 t + \int_0^t \dot{V}_2 dt, & \text{— в процессе торможения.} \end{cases}$$

$$S_{T1} = \begin{cases} (\Delta V + V_2)^2 / (2g(\varphi + f_c)), & \text{— при движении без} \\ (\Delta V + V_2)_2 t + \int_0^t (\Delta \dot{V} + \dot{V}_2) dt & \text{— в процессе торможения.} \end{cases}$$

В зависимости от величины отклонения ΔD , скорости движения V_2 и дистанции D_u определяется необходимость регулирования скорости движения – разгоном машины или одним из способов торможения. Величина запаса дистанции является случайной величиной вследствие флуктуации параметров $q_i(D_u, \dot{V}_2, V_2, \Delta V, \Delta \dot{V}, \sum t_i, (\varphi + f_c), i = 1, 7)$ как случайных величин, ошибок измерений, из-за ускорений и нестационарности процесса. Вероятностный характер измеренной дистанции определяется наличием шумов, на фоне которых принимается отраженный сигнал. Скорость движения и ускорения являются реакцией машины на случайно изменяющиеся внешние условия. В связи с этим невозможно предсказать

значение кинематических параметров \dot{V}, V во времени, если они известны в данный момент. О будущем можно прогнозировать как о вероятности реакции машины на внешние условия. Функцию плотности распределения вероятностей и числовые характеристики параметров \dot{V}, V можно определить на основе дифференциального уравнения Фоккера – Планка – Колмогорова, рассматривая движение как непрерывный марковский процесс.

При любых функциях распределения плотности вероятностей параметров q_i случайную величину ΔD можно определить на основе численного моделирования процесса методом Монте-Карло. В экстремальном случае, когда все параметры q_i имеют нормальный закон распределения, случайная величина ΔD также является гауссовской.

$$\varphi(\Delta D) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{\Delta D}} \exp(-(\Delta D - m_{\Delta})^2 / 2\sigma_{\Delta}^2),$$

$$m_{\Delta} = \left(\sum_{i=1}^7 \frac{\partial \Delta D}{\partial q_i} \right)_0 m_{q_i}, \sigma_{\Delta} = \left(\sum_{i=1}^7 \frac{\partial \Delta D}{\partial q_i} \right)_0 \sigma_{q_i}$$

Управление дистанцией по предельному значению отклонения ΔD приводит к растягиванию колонны машин, а по минимальному – к частому изменению скоростного режима и вероятности столкновения. В связи с этим необходимо установить пороговое значение отклонения дистанции, не превышающее определенную вероятность столкновений.

Эффективность автоматизации управления торможением заключается в повышении допустимой по условиям безопасности скорости движения. Эта величина определяется по уравнению (1) и представлена на рис. 16.

Дальность обнаружения потенциально опасного препятствия радиолокаторным датчиком D выше, чем дальность видимости водителя. При работе антиблокировочной системы реализуемый коэффициент сцепления φ выше, чем при обычном торможении. В связи с этим повышение безопасной скорости движения, без учета ограничений по управляемости, составляет 46...50%. Данная оценка не учитывает экстремальные ситуации, при которых только автоматическое управление торможением исключает наезд на препятствие или уменьшает скорость при столкновении.

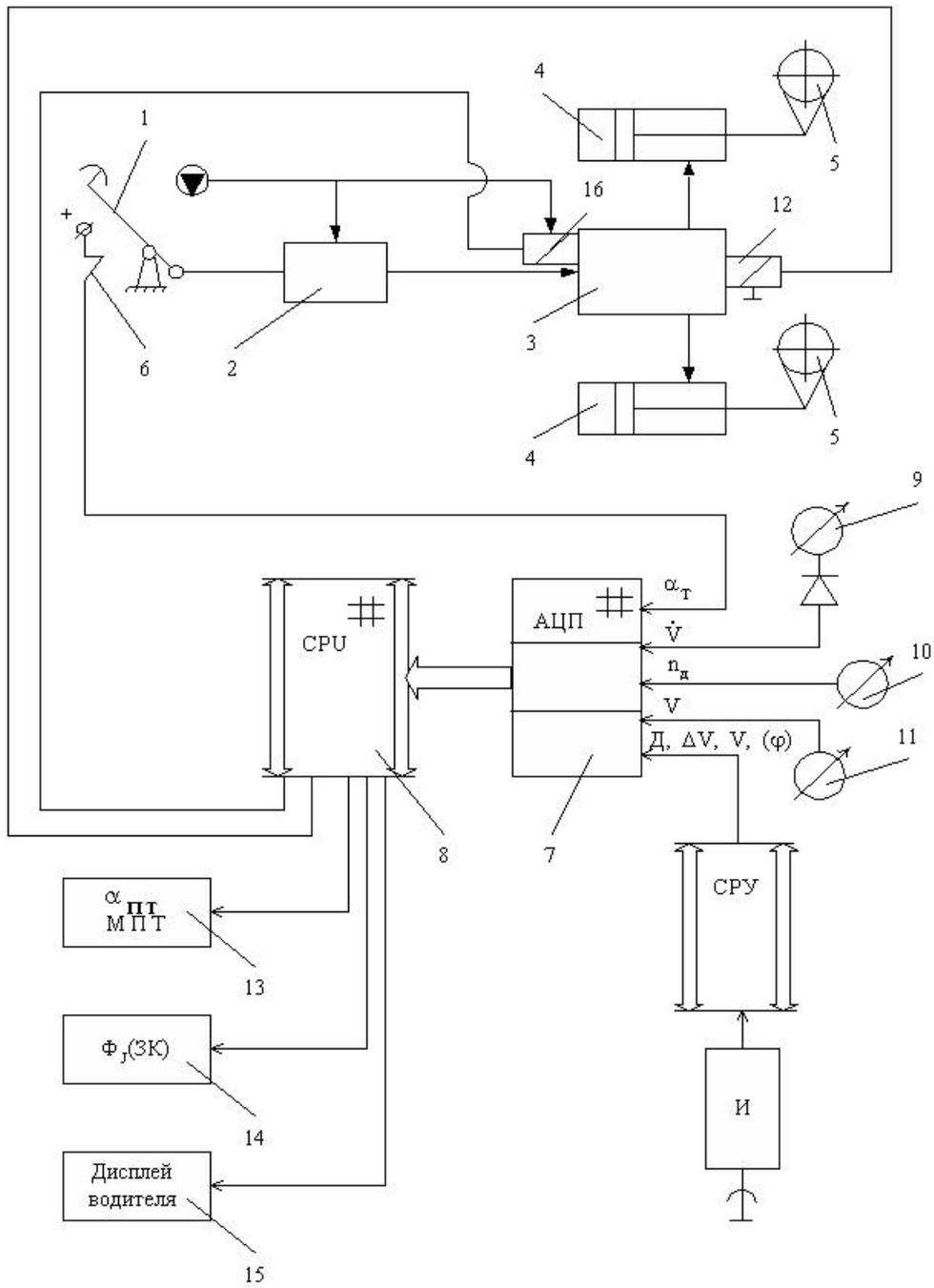


Рис. 13. Функциональная схема

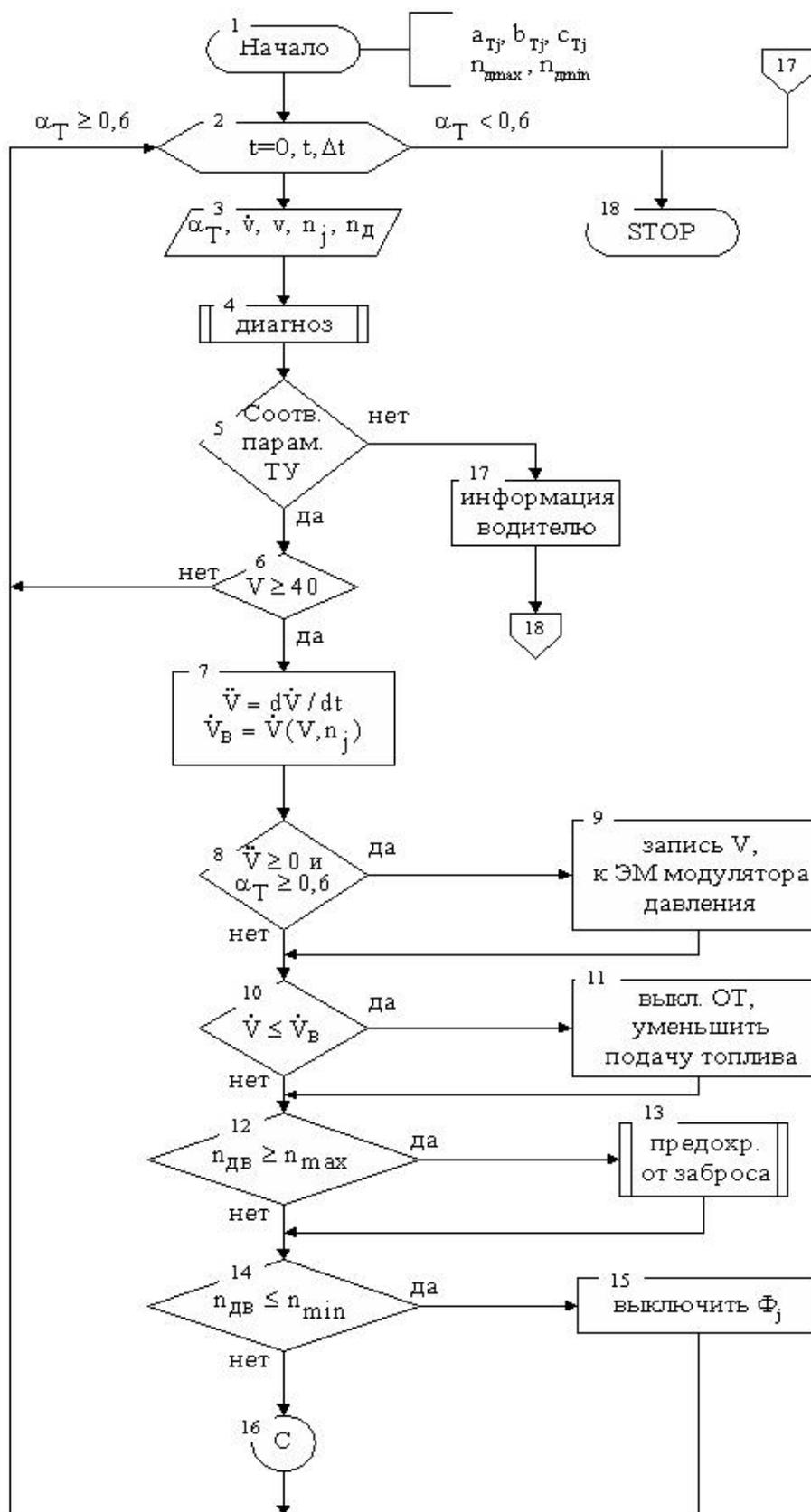


Рис.14. Блок-схема алгоритма работы системы

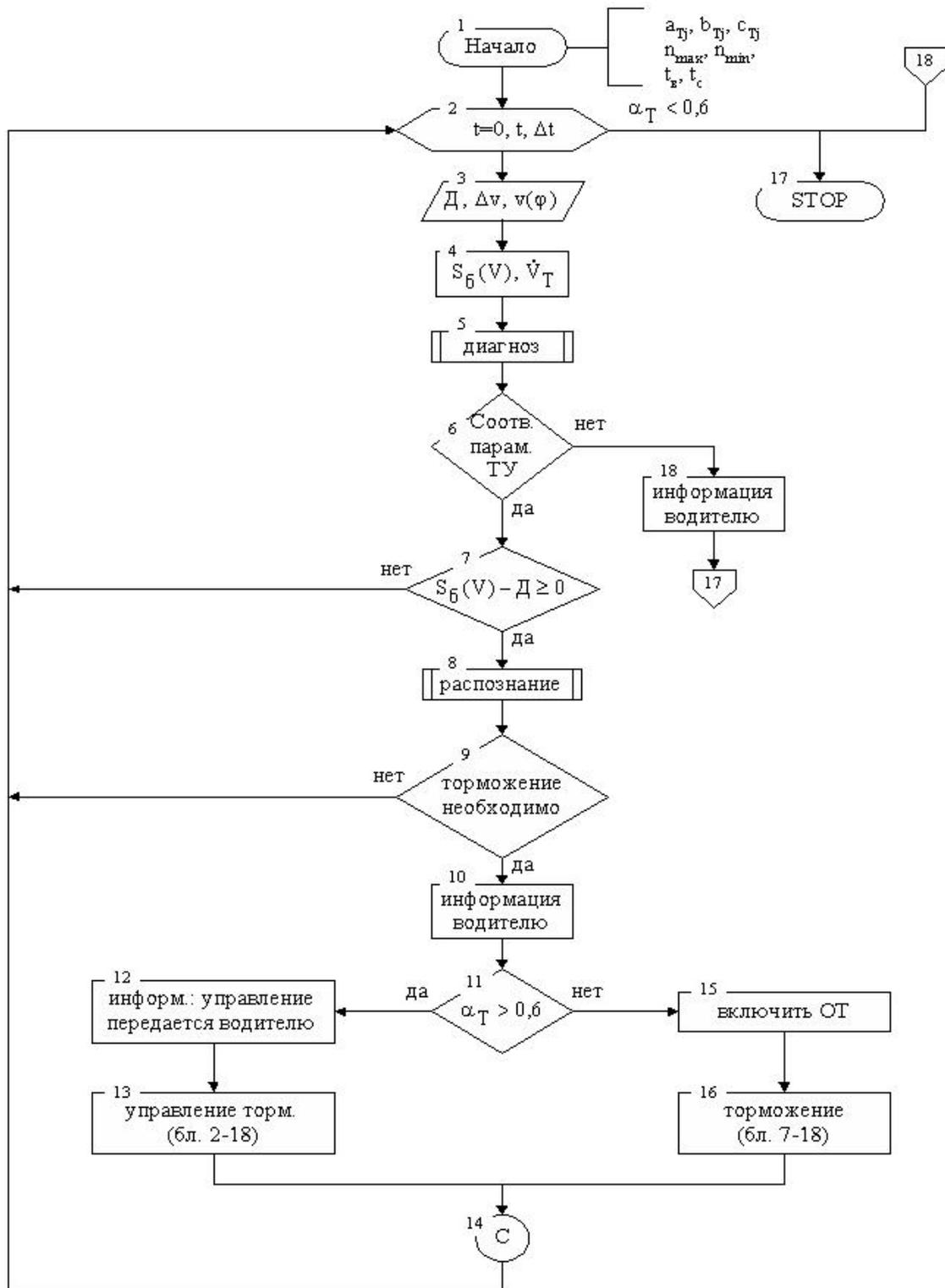


Рис.15. Блок-схема алгоритма работы системы с «техническим зрением»

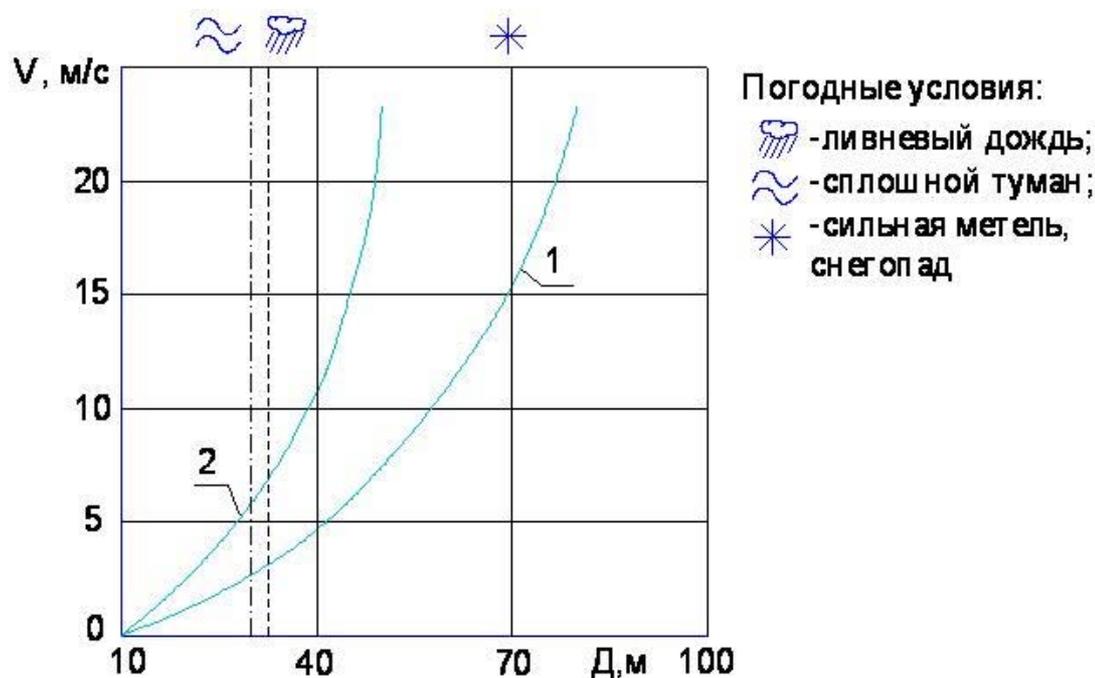


Рис.16. Зависимость безопасной скорости движения от дальности видимости: 1 – при управлении водителем; 2 – при автоматическом управлении

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Зальцерман, И.М. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И.М. Зальцерман, Д.М. Каминский, А.Д. Оношко. – М.: Машиностроение, 1965. – 240 с.
2. Тарасик, В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических коробок передач / В.П. Тарасик. – Минск: Наука и техника, 1973. – 216 с.
3. Тихонов, В.И. Марковские процессы / В.И. Тихонов, М.А. Миронов. – М.: Сов. радио, 1977. – 488 с.
4. Савочкин, В.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых гусеничных машин / В.А. Савочкин, А.А. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
5. Стратонович, Р.Л. Избранные вопросы теории флуктуаций в радиотехнике / Р.Л. Стратонович. – М.: Сов. радио, 1961. – 557 с.
6. Держанский, В.Б. Адаптивное управление переключением передач гидромеханической трансмиссии на основе мониторинга технического состояния и режимов функционирования / В.Б. Держанский, И.А. Тараторкин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – Вып. 7. – № 14(54). – С. 75–84.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр
ВВЕДЕНИЕ	3
1. Динамика и управление процессом трогания машины с места	5
2. Синтез основной программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии	13
2.1. Основные требования, предъявляемые к системе управления	13
3. Адаптация программы управления переключением передач на основе мониторинга технического состояния и режима функционирования	14
4. Прогнозирование цикличности переключения передач трансмиссий гусеничных машин	31
5. Динамика, управление процессами торможения гусеничной машины и поддержание дистанции	36
Список использованных источников	46

Держанский Виктор Борисович
Тараторкин Игорь Александрович

ДИНАМИКА И УПРАВЛЕНИЕ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТЬЮ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Методические рекомендации по выполнению курсовых работ
и дипломных проектов для студентов специальности
190202 - Многоцелевые гусеничные и колесные машины

Редактор Н.М. Кокина

Подписано к печати	Формат 60×84 1/8	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. печ. л.3,0	Уч. изд. л. 3,0
Заказ	Тираж 48 экз.	Цена свободная

Редакционно-издательский центр КГУ
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25
Курганский государственный университет