

УДК 629.332

О.С. РУКТЕШЕЛЬ, В.Л. СОЛОМАХО, доктора техн. наук,  
В.А. КУСЯК, А.А. ФИЛИМОНОВ, кандидаты техн. наук  
Белорусский национальный технический университет, г. Минск

## МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ТРОГАНИЯ АВТОПОЕЗДА С МЕСТА

В статье представлена динамическая схема автопоезда для анализа процессов трогания и маневрирования. Приведены результаты моделирования процесса трогания автопоезда с места с указанием оценочных показателей качества исследуемого процесса.

**Ключевые слова:** автопоезд, динамическая схема, имитационная модель, мехатронные системы, дизельный двигатель, трансмиссия, силовой агрегат

Согласно исследованиям [1], в ближайшее десятилетие 80 % инноваций в автомобилестроении будет связано с созданием многофункциональных мехатронных систем. Одним из наиболее перспективных направлений в этой области является разработка автоматизированной мехатронной системы управления силовым агрегатом (рисунок 1) на базе сухого фрик-

ционного сцепления и механической ступенчатой коробки передач [2].

Водитель воздействует на селектор 27 (см. рисунок 1) режимов движения, педаль 5 акселератора, а по необходимости и на педаль 8 тормоза. Механическая связь между рычагом регулятора ТНВД и педалью 5 управления двигателем разорвана. Изменение топливоподачи дизельного

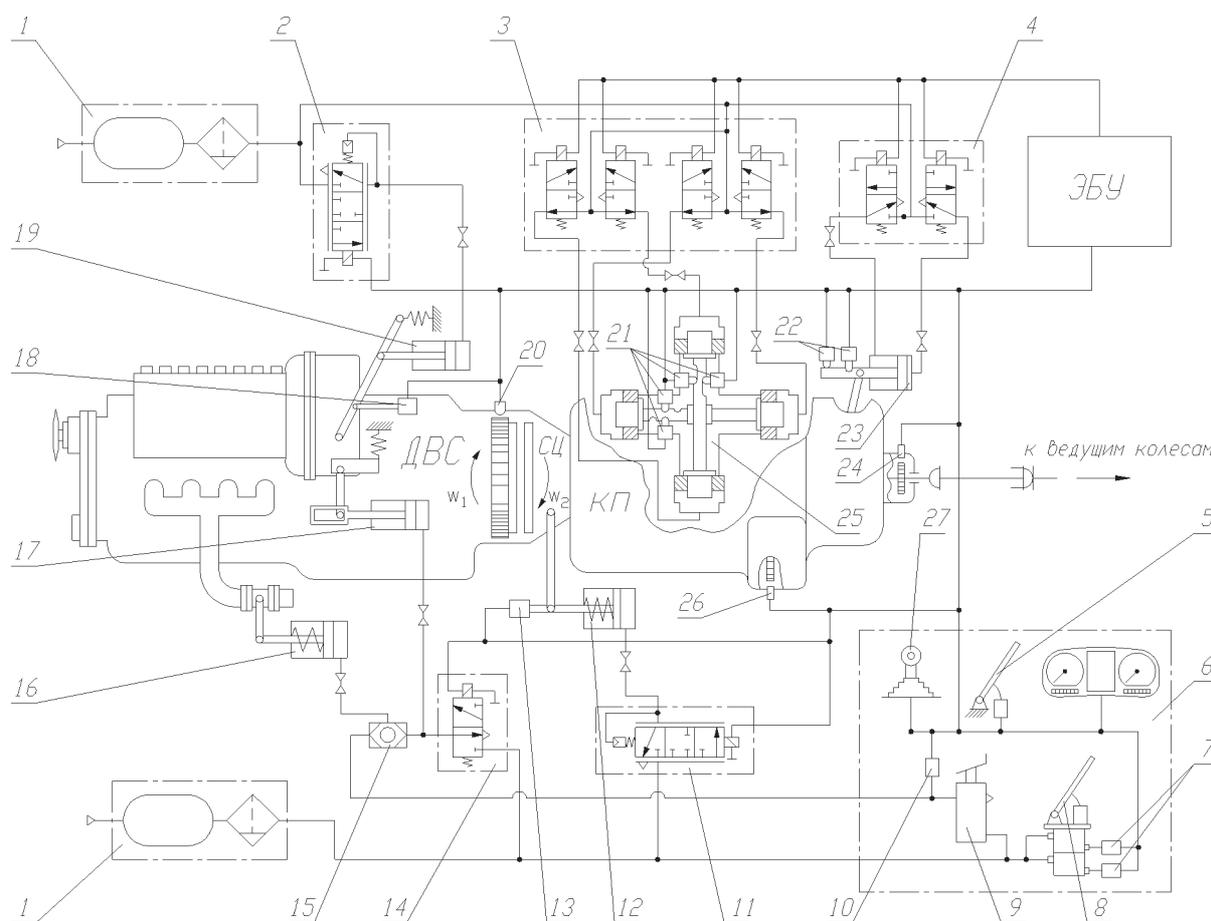


Рисунок 1 — Принципиальная схема автоматизированного силового агрегата: 1 — питающая часть пневмопривода; 2, 11 — пропорциональные ЭМК управления соответственно топливоподачей ДВС и сцеплением; 3 — блок ЭМК управления исполнительным механизмом КП; 4 — ЭМК управления демультипликатором; 5 — педаль управления топливоподачей ДВС с датчиком положения; 6 — органы управления и панель приборов; 7, 10 — датчики давления; 8 — педаль тормоза с двухсекционным тормозным краном; 9 — клапан останова двигателя; 12, 16, 17, 19, 23 — исполнительный механизм (силовой пневмоцилиндр) управления соответственно сцеплением, моторным тормозом, выключением подачи топлива, рычагом регулятора ТНВД и демультипликатором; 13, 18 — датчики перемещения; 14 — ЭМК управления моторным тормозом и выключением подачи топлива; 15 — двухмагистральный клапан; 20, 24, 26 — датчики частоты вращения; 21, 22 — концевые выключатели; 25 — исполнительный механизм КП; 27 — селектор режимов

двигателя, включение-выключение сцепления и переключение ступеней в коробке происходит автоматически в результате срабатывания пневматических силовых исполнительных механизмов 12, 16, 17, 19, 23 при подаче сигнала от контроллера на соответствующий электромагнитный клапан или их комбинацию.

При автоматизации силового агрегата автопоезда наиболее трудоемким этапом является отработка процесса трогания. Микропроцессорный блок мехатронной системы управления силовым агрегатом необходимо запрограммировать на реализацию работоспособного алгоритма. В качестве начального приближения должны быть использованы определенные структура и параметры алгоритма трогания, обеспечивающие приемлемые динамическую и энергетическую нагруженность фрикционных элементов и валов трансмиссии, а также плавность переходного процесса.

Кроме того, для мониторинга процесса трогания в режиме реального времени и оперативного реагирования при неудовлетворительных показателях качества в электронную цепь управления сцеплением необходимо ввести обратную связь, предварительно определив нижнее и верхнее пороговое значения ее параметра.

Для выбора структуры и параметров алгоритма трогания, оценки качества протекания данного динамического процесса и определения пороговых значений параметра обратной связи предлагается использовать моделирование процесса трогания автопоезда на ЭВМ.

Этапы разработки математической модели подробно изложены в работе [3]. Схематизация вышеописанного механического объекта проводилась в соответствии с концепцией регулярных динамических схем [4, с. 111]. Разработанная динамическая схема автопоезда представлена на рисунке 1. Компоненты модели, расположенные до синхронизаторов  $C_2$  и  $C_3$  (см. рисунок 1), приведены к коленчатому валу двигателя, после — к выходному валу коробки передач. Преимуществом приведения к двум валам является возможность исследовать процессы трогания с различных передач, маневрирования, а также переключения на смежные высшую и низшую передачи, используя одну и ту же динамическую схему без изменения параметров при вариации передаточных чисел в коробке. Что соответствует требованиям универсальности.

Ввиду того, что реактивные элементы оказывают влияние на частоту и форму собственных колебаний системы [4, с. 136; 5, с. 7], при моделировании учитывалась взаимосвязь колебаний подрессоренной массы автомобиля и масс трансмиссии, которая осуществляется через реактивный контур. Поэтому, несмотря на относительно жесткое крепление узлов и агрегатов на раме автомобиля и малую деформацию реактивных звеньев, параметры последних учитывались при разработке механической модели. В частности, в динамическую схему (рисунок 2) включен реактивный контур ( $I_p \leftrightarrow e_p$ ) ведущего моста, что является необходимым и достаточным условием для анализа переходного процесса, вызванного троганием автопоезда с места [6, с. 48].

Представленная на рисунке 2 схема является детализированной и требует довольно сложного математического описания с большим количеством дифференциальных уравнений (59 уравнений только для одного из 27 структурных состояний). Учитывая особенности исследуемого процесса (анализу подвергался процесс трогания с места), а также ряд принятых допущений [4, с. 126, рисунок 6.10; 6, с. 48], динамическая схема автопоезда была упрощена, и, в конечном итоге, представлена в виде, изображенном на

рисунке 3. Параметры представленной модели приведены в таблице 1, а основные данные при построении модели автопоезда МАЗ 530905-010 — в таблице 2.

Математическая модель дизельного двигателя со все режимным регулятором и газотурбинным наддувом, представлена дифференциальным уравнением, описывающими работу все режимного регулятора угловой скорости коленчатого вала двигателя, выражением для определения предварительной затяжки  $E(\alpha_d)$  пружины регулятора, дифференциальными уравнениями связи координат перемещения  $Z_p$  муфты регулятора и рейки топливного насоса и дифференциальными уравнениями, определяющими угловые скорости  $\omega_1$  и  $\omega_{mp}$  соответственно коленчатого вала двигателя и вала турбокомпрессора:

$$\begin{aligned} \dot{Z}_p &= V_p; \\ \dot{V}_p &= [A(Z_p)\omega_1^2 U_p^2 - C_p Z_p - E(\alpha_d) - \mu_p V_p - F_p \text{sign} V_p] / m_p; \\ \dot{\omega}_{mp} &= M_{mp}(\omega_1, \omega_{mp}, Z_p) - M_{kc}(\omega_1, \omega_{mp}) / I_{mp}; \\ E(\alpha_d) &= E_0 + b_\alpha \alpha_d; \\ M_d &= M_d^u(\omega_1, \omega_{mp}, Z_p) - (M_{m0}^0 - b_{m0} \omega_1), \end{aligned}$$

где  $A(Z_p)$  — инерционный коэффициент регулятора;  $U_p$  — передаточное число регулятора;  $C_p$  — приведенная жесткость пружины регулятора;  $\mu_p$  — коэффициент жидкостного трения;  $F_p$  — сила сухого трения;  $m_p$  — приведенная масса регулятора;  $E_0$  — сила предварительного сжатия пружины регулятора;  $b_\alpha$  — коэффициент, определяемый жесткостью пружины регулятора;  $\alpha_d$  — перемещение педали управления двигателем (рычага настройки регулятора);  $M_{m0}^0$  — постоянная составляющая тормозного момента двигателя;  $Z_{pmax}$ ,  $V_p$  — соответственно максимальное перемещение и скорость муфты регулятора.

Индикаторный момент двигателя  $M_d^u$ , крутящие моменты  $M_{tp}$  и  $M_{kc}$  соответственно на колесах турбины и компрессора определялись по регрессионным зависимостям [7, с. 236]:

$$\begin{aligned} M_d^u &= 228,93 - 159,32z_p - 232,49z_p^2 - \\ &\quad - 0,081\omega_1 + 0,41 \cdot 10^{-3} \omega_{mp}; \\ M_{mp} &= -0,043 - 0,0786z_p + 0,114 \cdot 10^{-2} \omega_1 - \\ &\quad - 0,136 \cdot 10^{-4} \omega_{mp} + 0,803 \cdot 10^{-8} \omega_{mp}^2; \\ M_{kc} &= -0,083 + 0,101 \cdot 10^{-2} \omega_1 - 0,907 \cdot 10^{-5} \omega_{mp} + \\ &\quad + 0,818 \cdot 10^{-8} \omega_{mp}^2. \end{aligned}$$

Перемещение рычага настройки регулятора из исходного (нулевого) положения в предельное (максимальное)  $\alpha_d^{\max}$  происходит по экспоненциальной зависимости [4, с. 157, формула 7.29] за некоторое время  $t$ :

$$\alpha_d(t) = \alpha_d^{\max} (1 - \exp(-\kappa_{\alpha d}^{\text{ек}} \cdot t)),$$

где  $\kappa_{\alpha d}^{\text{ек}}$  — коэффициент, определяющий темп перемещения органа управления двигателем при разгонном режиме;  $t$  — текущее время, с.

Момент трения сцепления, в предположении его изменения при включении по экспоненциальной зависимости [4, с. 157, формула 7.28; 6, с. 52; 8, с. 92, рисунок 2.4], находился из выражения:

$$M_{cu} = M_{\max} (1 - \exp(-\kappa_{cu}^{\text{ек}} \cdot t));$$

где  $M_{\max}$  — максимальный момент трения сцепления, Нм;  $\kappa_{cu}^{\text{ек}}$  — темп включения сцепления, с<sup>-1</sup>.

При формализации математической модели использовалась стратегия слабой связи [3], предусматривающая последовательную обработку дифференциальных уравнений численным методом Рунге-Кутты IV порядка.

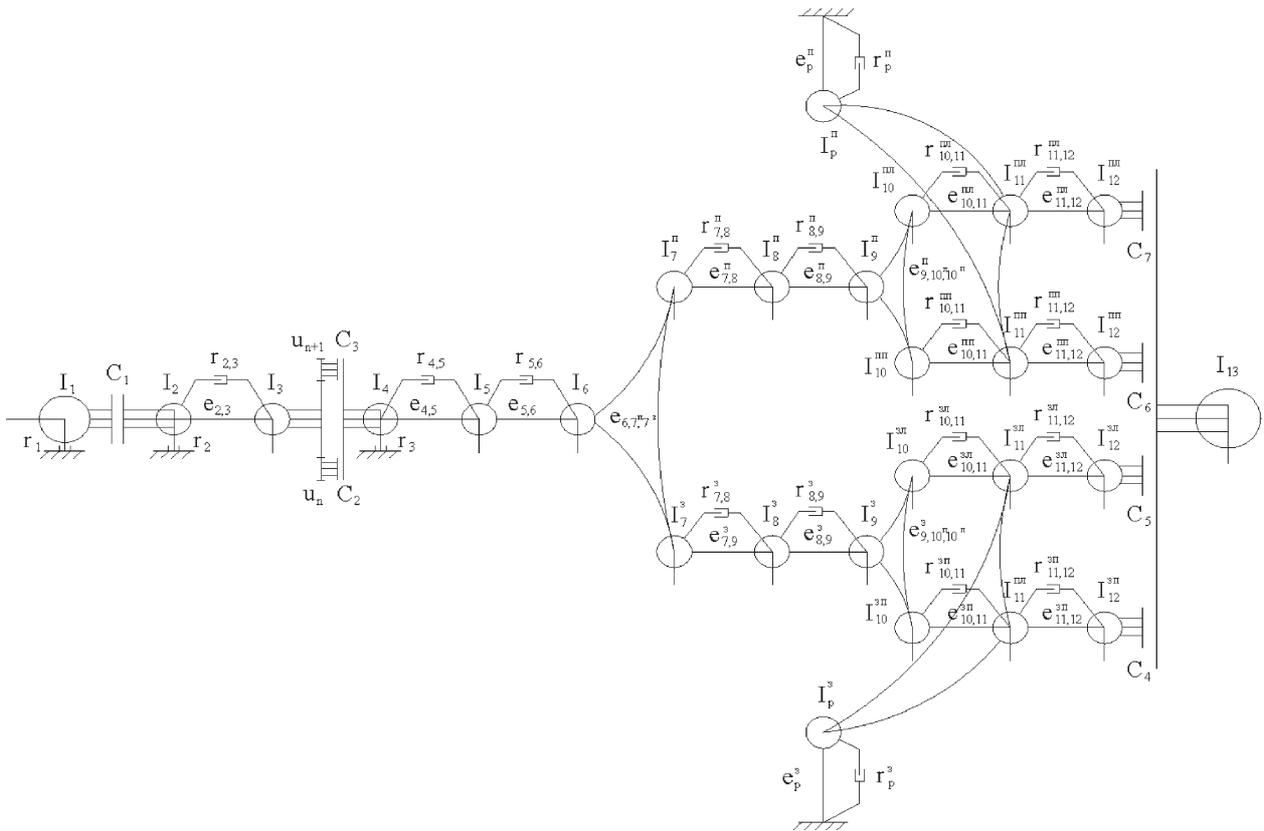


Рисунок 2 — Динамическая схема автопоезда:

- 1) приведенные моменты инерции:  $I_1$  — маховика, подвижных деталей двигателя и ведущей части сцепления;  $I_2$  — ведомой части сцепления и части деталей КП, расположенных до синхронизатора;  $I_3$  — оставшейся части деталей КП, расположенных до синхронизатора;  $I_4$  — синхронизатора, деталей КП, расположенных за синхронизаторами, части деталей карданной передачи;  $I_5$  — оставшейся части деталей карданной передачи, части деталей раздаточной коробки, расположенных до межосевого дифференциала;  $I_6$  — оставшейся части деталей раздаточной коробки, ведущей части межосевого дифференциального механизма (корпуса дифференциала и сателлитов);  $I_7^n, I_7^z$  — центральной шестерни и эпицикла цилиндрического межосевого дифференциала для привода соответственно переднего и заднего мостов;  $I_8^n, I_8^z$  — фланцевых соединений карданной передачи и части распределенной массы карданного вала соответственно переднего и заднего мостов;  $I_9^n, I_9^z$  — деталей главной передачи, межколесного дифференциала соответственно переднего и заднего ведущих мостов;  $I_{10}^{nl}, I_{10}^{nm}, I_{10}^{sl}, I_{10}^{sm}$  — шестерен вала привода ведущих колес левого и правого бортов соответствующего ведущего моста;  $I_{11}^{nl}, I_{11}^{nm}, I_{11}^{sl}, I_{11}^{sm}$  — ведущих колес автомобиля;  $I_{12}$  — резинокордной оболочки колеса;  $I_{13}$  — условного маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автопоезда;  $I_p^n, I_p^z$  — картера переднего и заднего мостов при выкручивании;
- 2) приведенные податливости:  $e_{2,3}$  — дисков сцепления, шлицевого соединения ступицы дисков сцепления с первичным валом КП, первичного и промежуточного валов КП и зубчатых зацеплений, расположенных до синхронизаторов;  $e_{4,5}$  — вторичного и выходного валов КП, карданной передачи и ее фланцевых соединений;  $e_{5,6}$  — валов, шлицевых и зубчатых зацеплений раздаточной коробки;  $e_{6,7^n,7^z}$  — цилиндрического межосевого дифференциала;  $e_{7,8}^n, e_{7,8}^z$  — карданного вала, его шлицевых и фланцевых соединений соответственно переднего и заднего мостов;  $e_{8,9}^n, e_{8,9}^z$  — вала-шестерни и зубчатых зацеплений главной передачи;  $e_{9^n,10^{nl},10^{nm}}, e_{9^z,10^{sl},10^{sm}}$  — межколесного симметричного дифференциала соответственно переднего и заднего мостов;  $e_{10,11}^{nl}, e_{10,11}^{nm}, e_{10,11}^{sl}, e_{10,11}^{sm}$  — вала привода ведущих колес левого и правого бортов соответственно переднего и заднего мостов;  $e_{11,12}^{nl}, e_{11,12}^{nm}, e_{11,12}^{sl}, e_{11,12}^{sm}$  — шин ведущих колес;  $e_p^n, e_p^z$  — рессор переднего и заднего мостов на выкручивание;
- 3) приведенные коэффициенты демпфирования:  $r_{2,3}$  — демпфера сцепления и шлицевого соединения ступицы дисков сцепления с первичным валом КП;  $r_{4,5}$  — шлицевого соединения каретки синхронизатора со вторичным валом КП, шлицевого соединения выходного вала КП, шлицевого соединения карданной передачи;  $r_{5,6}$  — шлицевого соединения муфты переключения ступеней со входным валом раздаточной коробки;  $r_{7,8}^n, r_{7,8}^z$  — шлицевого соединения ведущей и ведомой частей карданного вала соответственно переднего и заднего мостов;  $r_{8,9}^n, r_{8,9}^z$  — валов и соединений главной передачи;  $r_{10,11}^{nl}, r_{10,11}^{nm}, r_{10,11}^{sl}, r_{10,11}^{sm}$  — шлицевых соединений вала привода ведущих колес левого и правого бортов соответственно переднего и заднего мостов;  $r_{11,12}^{nl}, r_{11,12}^{nm}, r_{11,12}^{sl}, r_{11,12}^{sm}$  — шин ведущих колес переднего и заднего мостов;  $r_p^n, r_p^z$  — элементов подвески переднего и заднего мостов на выкручивание;  $r_1, r_2, r_3$  — обобщенные коэффициенты трения соответственно поршневой группы двигателя и моторного тормоза, ведущих элементов КП и вилки о муфту синхронизатора;
- 4) элементы, расчленяющие динамическую систему:  $C_1$  — сцепление;  $C_2, C_3$  — синхронизаторы включения соответственно нижней и высшей передачи;  $C_4, C_5, C_6, C_7$  — сцепление в контакте шин ведущих колес с поверхностью дорожного покрытия

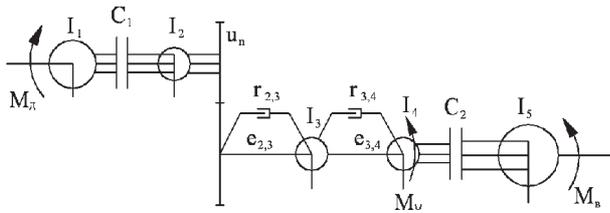


Рисунок 3 — Упрощенная динамическая схема автопоезда

Таблица 2 — Технические характеристики автопоезда

Полная масса автопоезда, $m_a$ , кг	35000
Максимальный крутящий момент двигателя, Нм	1715
Передаточное число 1-й передачи $U_1$	10,08
Передаточные числа ведущего моста $U_0$	4,59
Радиус качения шины $r_0$ , м	0,465

Таблица 1 — Параметры динамической модели

$I_1$ , кг/м <sup>2</sup>	$I_2$ , кг/м <sup>2</sup>	$I_3$ , кг/м <sup>2</sup>	$I_4$ , кг/м <sup>2</sup>	$I_5$ , кг/м <sup>2</sup>	$e_{2,3}$ , рад/Нм	$e_{3,4}$ , рад/Нм	$r_{2,3}$ , Нм·с/рад	$r_{3,4}$ , Нм·с/рад
2,5	0,26	3,18	0,08	373,7	$6,74 \cdot 10^{-5}$	$1,58 \cdot 10^{-5}$	13,83	73,92

Для количественной оценки качества исследуемого процесса использовались следующие показатели. Удельные максимальные мощность и работа буксования сцепления:

$$N_{y\partial}^{max} = \max[(M_{mp} \cdot \omega_{омн}) / S_{mp}];$$

$$L_{y\partial} = 1 / S_{mp} \int_0^{t_6} (M_{mp} \cdot \omega_{омн}) dt,$$

где  $M_{тр}$  — момент трения, Нм;  $\omega_{отн}$  — относительная угловая скорость поверхностей трения, рад/с;  $S_{тр}$  — площадь поверхностей трения, см<sup>2</sup>;  $t_6$  — время буксования, с.

Коэффициент динамических нагрузок [4, с. 154, формула 7.25; 6, с. 51]:

$$K_{дин} = M_{дин}^{max} / M_0^{max},$$

где  $M_{дин}^{max}$  — максимальный динамический крутящий момент в трансмиссии в процессе трогания с места, Нм;  $M_0^{max}$  — приведенный максимальный крутящий момент двигателя, Нм.

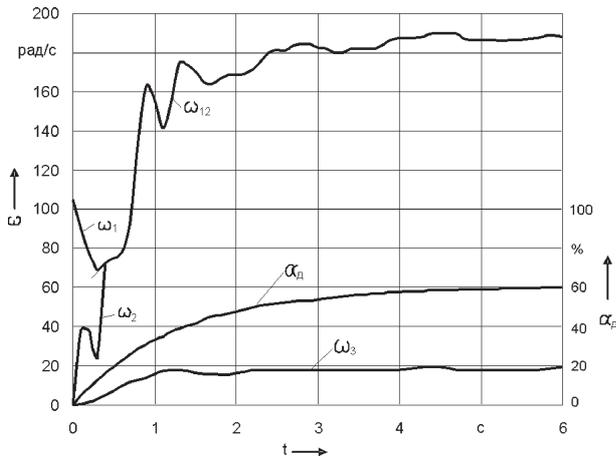
Максимальное значение производной продольного ускорения автопоезда:

$$\ddot{V}_a = \max(d\dot{v}_a / dt),$$

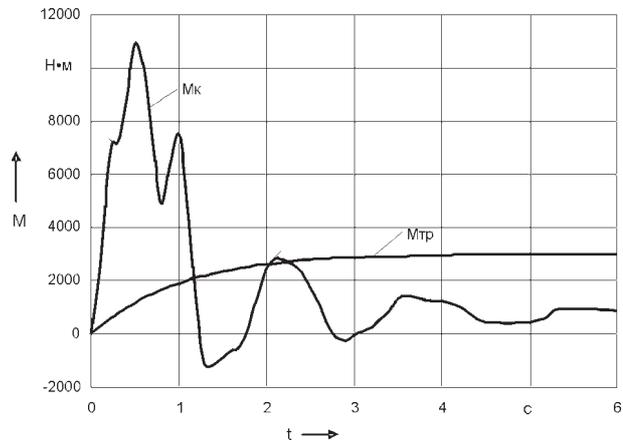
где  $\ddot{V}_a$  — продольное ускорение автопоезда, м/с<sup>2</sup>.

Выбранные критерии оценивают влияние организации процесса трогания на основные эксплуатационные и нагрузочные показатели автопоезда.

Результаты моделирования процесса трогания груженого автопоезда с места изображены на рисунке 4. Оценочные показатели исследуемого процесса приведены в таблице 3.



а



б

Рисунок 4 — Осциллограмма моделирования процесса трогания автопоезда с места:  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  — угловые скорости соответственно ведущей и ведомой частей сцепления, маховика, эквивалентного поступательно-движущейся массе автопоезда;  $M_k$  — приведенный крутящий момент на полуосях автомобиля-тягача;  $M_{тр}$  — предельный момент трения, развиваемый сухим фрикционным сцеплением;  $\alpha_d$  — положение органа управления двигателем (педаль «газа»)

Таблица 3 — Оценочные показатели переходного процесса

Параметры алгоритма трогания		Оценочные измерители				Допустимые значения показателей нагруженности и плавности			
Темп управления сцеплением, $K_{сц}$ , с <sup>-1</sup>	Темп управления двигателем $K_{д}$ , с <sup>-1</sup>	$N_{y\partial}^{max}$ , Вт/см <sup>2</sup>	$L_{y\partial}$ , Дж/см <sup>2</sup>	$K_{дин}$	$\ddot{V}_a$ , м/с <sup>3</sup>	$[N_{y\partial}^{max}]$ , Вт/см <sup>2</sup>	$[L_{y\partial}]$ , Дж/см <sup>2</sup>	$[K_{дин}]$	$[\ddot{V}_a]$ , м/с <sup>3</sup>
0,85	1,19	15,63	21,03	0,59	11,85	45	20	2	30
1,67		19,49	4,09	0,66	16,89				
5,00		29,94	3,39	0,92	25,07				
11,5		43,04	1,79	1,39	34,06				

Как видно из результатов проведенных исследований (см. рисунок 4, таблицу 3), оценочные показатели нагруженности трансмиссии при реализации предложенного алгоритма не превышают критериальных ограничений, если время включения сцепления находится в интервале от 0,45 до 4,6 с (температура  $K_{cu} = 1,09...11,11 \text{ с}^{-1}$ ). При этом обеспечивается требуемая долговечность валов и фрикционных элементов трансмиссии. Плавность процесса трогания, оцениваемая показателем  $\ddot{V}_a$ , также является удовлетворительной [9, с. 276, рисунок 8.8].

**Заключение.** При автоматизации силового агрегата предложенные параметры и структура алгоритма трогания могут быть использованы для программирования микропроцессорного блока управления, а разработанная модель — для определения пороговых значений параметра обратной связи, что необходимо для «тонкого» управления включением сцепления на основе широтно-импульсной модуляции с использованием пропорционально-интегрального регулятора.

#### Список литературы

1. Высоцкий, М.С. Расчеты кинематики, динамики и ресурса многомассовых систем мобильных машин: основные направления и перспективы развития / М.С. Высоцкий, В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2008. — № 1(2). — С. 17–23.
2. Тенденции развития автоматизированных систем управления механическими коробками передач большегрузных автомобилей / О.С. Руктешель [и др.] // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2006. — № 2. — С. 50–54.
3. Схематизация и динамический расчет мобильной машины. Системы с переменной структурой / В.Б. Альгин [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2008. — № 2(3). — С. 16–24.
4. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Навука і тэхніка, 1995. — 256 с.
5. Микулик, Н.А. Основы теории транспортных динамических систем с реактивными звеньями: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Н.А. Микулик. — Минск, 1992. — 37 с.
6. Проектирование трансмиссии автомобилей: справ. / А.И. Гришкевич [и др.]; под общ. ред. А.И. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.
7. Руктешель, О.С. Анализ и синтез систем автоматического управления переключением передач автотранспортных средств: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / О.С. Руктешель. — Минск, 1987. — 503 с.
8. Барский, И.Б. Сцепления транспортных и тяговых машин / И.Б. Барский [и др.]; под ред. Ф.Р. Геккера [и др.]. — М.: Машиностроение, 1989. — 344 с.
9. Захарик, Ю.М. Научные основы обеспечения тягово-скоростных свойств грузовых автомобилей путем синтеза систем автоматического управления тяговыми режимами: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Ю.М. Захарик. — Минск, 2007. — 354 с.

---

Ruktshel O.S, Solomaho V.L, Kussyak V.A, Filimonov A.A  
**Simulation and analysis of heavy truck starting**

The dynamic scheme and the simulation model of heavy truck for starting and parking maneuverability analysis are shown in the article. Simulation results of vehicle starting with the estimated values of research process are given in activity.

*Поступила в редакцию 15.07.2011.*