

УДК 629.113

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С АДАПТИВНЫМ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ТОРМОЗОВ

**А.Н. Туренко, профессор, д.т.н., С.Н. Шуклинов, доцент, к.т.н.,  
Н.Г. Михалевич, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

***Аннотация.** Описана имитационная модель динамики торможения колесной машины с адаптивным тормозным управлением на базе электропневматического привода тормозов. Представлены результаты моделирования динамики торможения автобуса МАЗ-256 с адаптивным электропневматическим приводом тормозов.*

***Ключевые слова:** имитационная модель, тормозное управление, колесная машина, закон управления, электропневмоклапан, блок управления.*

## МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ КОЛІСНОЇ МАШИНИ З АДАПТИВНИМ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ ГАЛЬМ

**А.М. Туренко, професор, д.т.н., С.М. Шуклінов, доцент, к.т.н.,  
М.Г. Михалевич, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

***Анотація.** Описано імітаційну модель динаміки гальмування колісної машини з адаптивним гальмовим керуванням на базі електропневматичного приводу гальм. Наведено результати моделювання динаміки гальмування автобуса МАЗ-256 з адаптивним електропневматичним приводом гальм.*

***Ключеві слова:** імітаційна модель, гальмове керування, колісна машина, закон керування, електропневмоклапан, блок керування.*

## DESIGN OF DYNAMICS OF WHEELED VEHICLE WITH THE ADAPTIVE ELECTRO-PNEUMATIC DRIVE OF BRAKES

**A. Turenko, Professor, Doctor of Technical Science,  
S. Shuklinov, Associate Professor, Candidate of Technical Science,  
N. Mikhalevich, Associate Professor, Candidate of Technical Science, KhNAHU**

***Abstract.** The simulation model of wheeled vehicle braking dynamics with the adaptive brake control the basis of electro-pneumatic drive of brakes is described in the given article. The results of on dynamics modeling of MAZ-256 bus equipped with adaptive electro-pneumatic drive of brakes are presented.*

***Key words:** simulation model, brake management, wheeled vehicle, management law, electro-pneumatic drive, management block.*

### Введение

Проблема динамики торможения колесной машины занимает одно из центральных мест в исследованиях безопасности движения на дорогах. Адаптивное тормозное управление наделено функцией регулятора в нестационарной системе управления объектом – колесной машиной. Водитель при этом выпол-

няет функции задающего звена в системе водитель – машина, определяющего требуемые параметры состояния колесной машины при торможении.

Адаптивное тормозное управление в экстремальном режиме, то есть в случае качения колеса на грани юза, изучено достаточно глубоко [1, 2]. Данная работа посвящена имита-

ционному моделированию динамики торможения колесной машины и ее адаптивного тормозного управления в случае качения колес в доэкстремальном режиме. Указанный режим торможения характеризуется тем, что тормозная сила на колесе меньше максимально возможной силы сцепления колеса с опорной поверхностью. Следует заметить, что такой режим торможения является самым распространенным (93 – 97 % всех торможений) и при этом характеризуется нестабильностью параметров при эксплуатации, например, изменением степени загрузки колесной машины или коэффициента эффективности тормозных механизмов.

Функции адаптации тормозного управления выполняет тормозной привод. Проще всего реализовать указанную функцию в тормозном управлении с электропневматическим (или электрогидравлическим, электромеханическим) тормозным приводом.

#### Анализ литературных источников

В работах [3, 4] рассмотрены общие методы построения адаптивных автоматических систем управления, вытекающие из концепции чувствительности и инвариантности систем управления техническими объектами. Авторами работ [5, 6] предложены закон управления и схема адаптивного тормозного управления колесной машины с электропневматическим приводом тормозов.

#### Цель работы и постановка задачи

Цель работы – выполнить имитационные исследования динамики торможения колесной машины с адаптивным тормозным управлением. Для достижения поставленной цели необходимо разработать имитационную модель динамики движения колесной машины, модель электропневматического привода тормозов и блока управления, формирующего управляющее воздействие.

#### Имитационная модель колесной машины с адаптивным тормозным управлением

Имитационная модель динамики торможения колесной машины с электропневматическим приводом реализована в приложении Simulink программного продукта Matlab. Структурно она представляет собой функциональные блоки с соответствующими связями (рис. 1).

В блоке КМ вначале определяются силы сопротивления движению колесной машины при заданной начальной скорости  $V_0$

$$\left. \begin{aligned} P_f &= \kappa_b F_a [V_a(t)]^2; \\ P_\psi &= m_a g \psi; \\ P_T &= [p(x, t) - p_0] K_{т.к.} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где  $\kappa_b, F_a$  – коэффициент обтекаемости и лобовая площадь машины;  $V_a(t)$  – скорость движения колесной машины;  $t$  – независимая переменная;  $t \in [t_0, t_T]$  ( $t_0$  – время начала процесса,  $t_T$  – время торможения колесной машины);  $m_a$  – масса колесной машины;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\psi$  – коэффициент сопротивления дороги;  $p(x, t)$  – управляющее воздействие тормозного привода, подведенное к тормозным колесам машины ( $x$  – задающее воздействие);  $p_0$  – нечувствительность тормозных механизмов;

$K_{т.к.} = \sum_{i=1}^4 K_{эi} \frac{r_b}{r_d}$  – коэффициент эффективности тормозных колес машины ( $K_{эi}$  – коэффициенты эффективности тормозных механизмов;  $r_b, r_d$  – радиусы соответственно тормозного барабана и колеса).

Затем вычисляется значение замедления движения колесной машины в моменты времени  $t$

$$j_T(t) = \{P_f + P_\psi + P_T\} \frac{1}{m_a \delta_{вр}}, \quad (2)$$

где  $j_T(t) = -\frac{dV_a(t)}{dt}$  – замедление (отрицательное ускорение) движения колесной машины;  $\delta_{вр}$  – коэффициент учета вращающихся масс колесной машины.

Замедление колесной машины  $j_T$  интегрируется, и вычисляется скорость ее движения  $V_a$  и тормозной путь  $S_T$  в зависимости от параметра управления – давления в тормозной камере  $p(t)$ . Начальные условия и конструктивные параметры колесной машины занесены в блок РКМ.

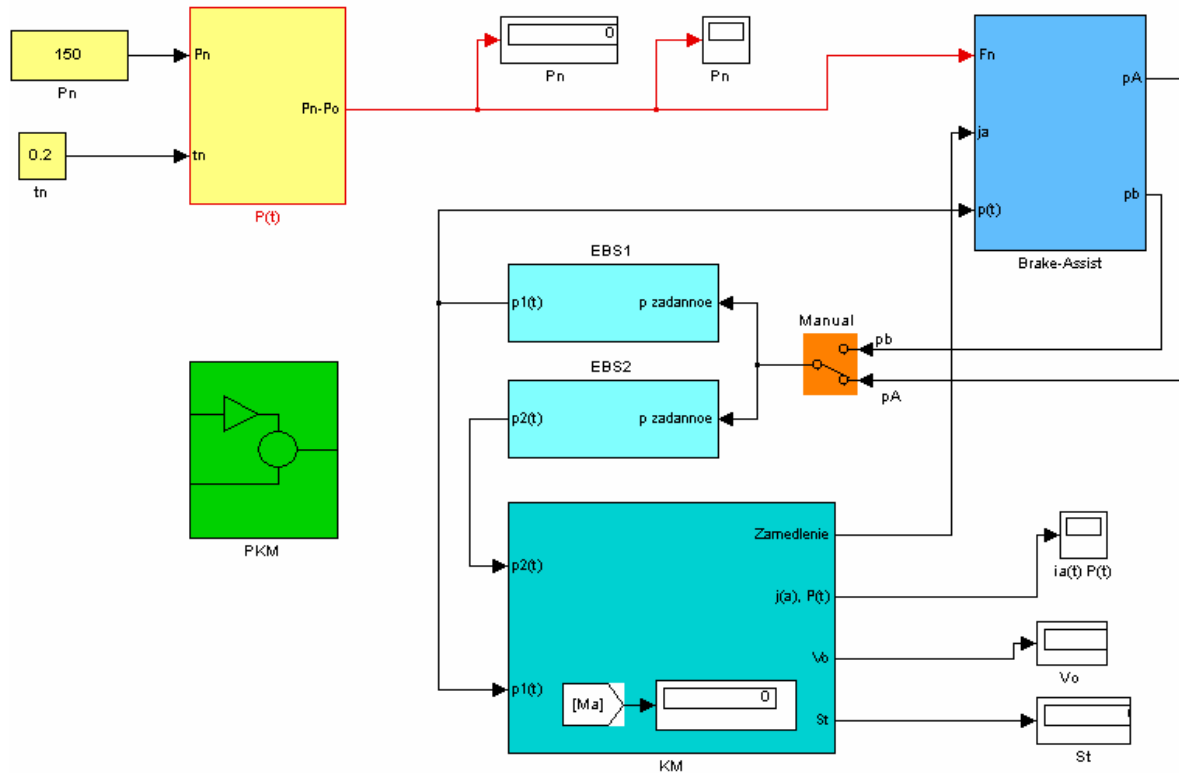


Рис. 1. Структурная схема модели динамики торможения колесной машины:  $P(t)$  – имитационная модель формирования задающего воздействия; РКМ – блок задания и вычисления параметров колесной машины; КМ – блок решения уравнения движения колесной машины; EBS1, EBS2 – имитационные модели контуров электропневматического привода тормозов; Brake-Assist – имитационная модель формирования управляющего воздействия; Manual – блок ручного переключения режима управляющего воздействия

Параметр управления – давление в тормозной камере  $p(t)$  – формируется электропневматическим тормозным приводом, рабочие процессы тормозных контуров которого имитируются в блоках EBS1 и EBS2. Задающим сигналом для блоков EBS1 и EBS2 является выход блока Manual, к которому подключается один из входов  $pb$  или  $pA$  в соответствии с задачей исследования. Сигналы  $pb$  и  $pA$  постоянно вычисляются в блоке Brake-Assist в соответствии с управляющим воздействием водителя  $P(t)$ .

Блок формирования задающего сигнала  $P(t)$  моделирует закон изменения управляющего воздействия водителя в соответствии с задачей управления – значением установившегося усилия на педали  $P_n$  и временем его нарастания  $t_n$ . Для исследования динамики торможения колесной машины принят линейный закон изменения усилия на педали. Блок Brake-Assist имитирует логические дей-

ствия электронного блока управления. На выходе из него формируются два вида сигнала, которые характеризуют уровень давления в тормозном приводе (рис. 2). Один сигнал  $pb$  – давление в тормозном приводе, пропорциональное усилию на педали, второй сигнал  $pA$  – давление в тормозном приводе, в соответствии с законом адаптивного тормозного управления [5].

Давление воздуха в тормозном приводе, пропорциональное усилию на педали, определяется по формуле

$$p_m = k_{т.п} [P_n(t) - P_0], \text{ при } P_n(t) > P_0 \\ p_m = 0, \text{ при } P_n(t) < P_0, \quad (3)$$

где  $k_{т.п}$  – коэффициент передачи тормозного привода;  $P_n(t)$  – текущее значение усилия на педали тормоза;  $P_0$  – нечувствительность тормозного привода.

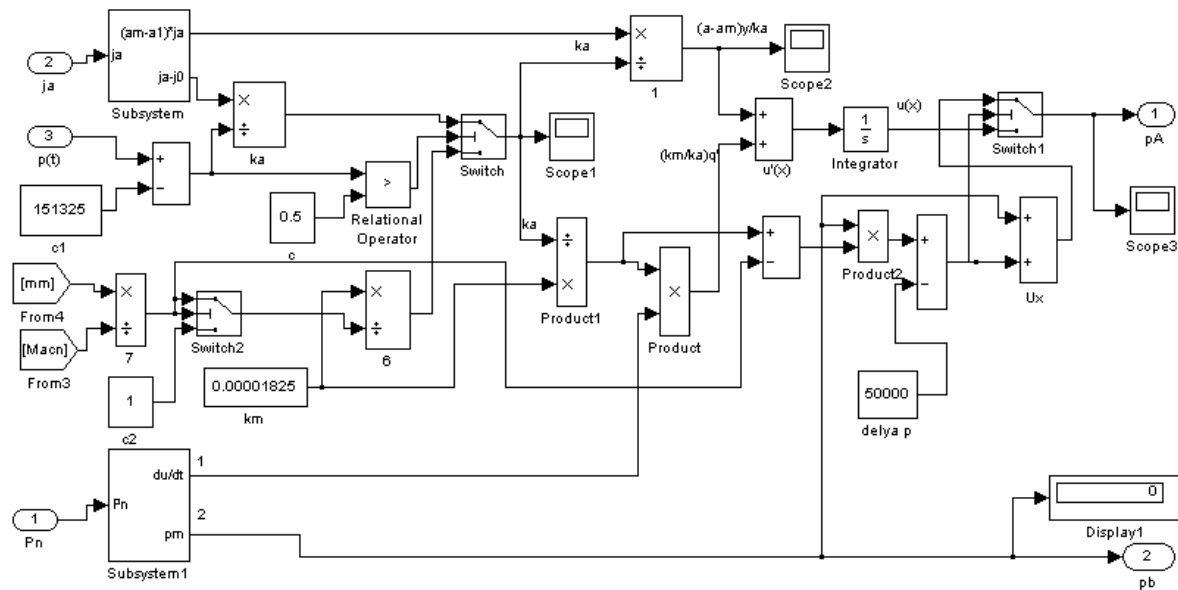


Рис. 2. Схема блока Brake-Assist

Скорость изменения управляющего воздействия на входе тормозного привода  $\dot{q}$ , соответствующая эталонному управлению, вычисляется по зависимости

$$\dot{q} = k_{т.п} \frac{dP_{п}(t)}{dt}. \quad (4)$$

Давление воздуха, в соответствии с (3), и скорость изменения управляющего воздействия (4) определяются в блоке Subsystem1 (выходы 2 и 1).

Давление воздуха в тормозном приводе, необходимое для обеспечения замедления колесной машины пропорционально усилию на педали, определяется в соответствии с законом адаптивного тормозного управления [5]

$$\left. \begin{aligned} u(x) &= \frac{a - a_m}{k_a} y + \frac{k_m}{k_a} q && \text{при } \dot{q} = 0 \\ u(x) &= \int \left( \frac{a_1 - a_{1M}}{k_a} y_1 + \frac{k_m}{k_a} \dot{q} \right) dt && \text{при } \dot{q} \neq 0 \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

где  $a, a_1$  – коэффициенты уравнения движения [5];  $k_a, k_m$  – коэффициенты эффективности тормозного управления соответственно автомобиля и эталонной модели [5].

Коэффициенты  $a, a_m, k_a, k_m$  также рассчитываются в блоке Brake-Assist (рис. 2). Посто-

янные данные для определения указанных коэффициентов занесены в блок РКМ (рис. 1). Индексом «м» отмечены коэффициенты и параметры эталонной модели.

При имитационном моделировании динамики торможения колесной машины в качестве эталонной модели определены параметры колесной машины в снаряженном состоянии.

Перед началом решения системы уравнения (5) в блоке Relational Operator выполняется проверка условия

$$P_{т.к} \geq \Delta p_{т.м}, \quad (6)$$

где  $p_{т.к}$  – давление в тормозных камерах;  $\Delta p_{т.м}$  – нечувствительность тормозных механизмов.

Если условие (6) не выполняется, то в уравнениях (5) принимается, что  $k_a = k_m$  (рис. 2 блок switch).

Решение первого уравнения закона управления (5) формируется на выходе блока Ux, а второго – на выходе блока Integrator (рис. 2). На выход pA блока Brake-Assist переключателем Switch1 подается решение одного из уравнений системы (5) в зависимости от значения скорости изменения управляющего воздействия (4).



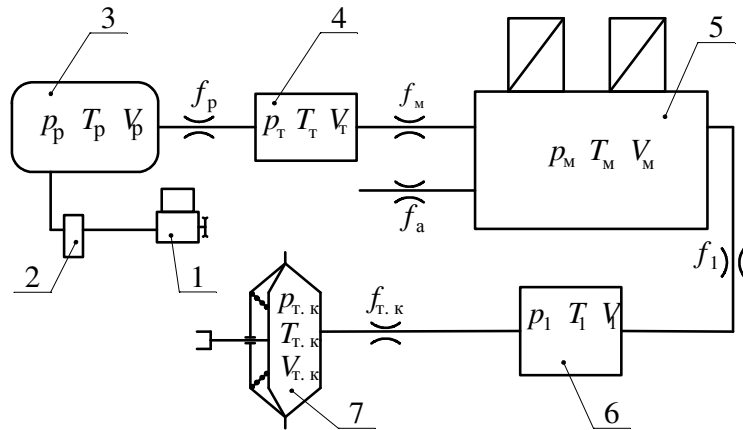


Рис. 4. Расчётная схема пневматической части привода [9]: 1 – компрессор; 2 – регулятор давления; 3 – ресивер; 4 – трубопровод; 5 – модулятор давления; 6 – трубопровод; 7 – тормозная камера;  $T, V, p$  – температура, объём и давление воздуха соответствующих объёмов;  $f$  – эффективные площади соответствующих звеньев (индексы обозначают: р – ресивер, т – трубопровод, м – модулятор, 1 – трубопровод перед тормозной камерой, т. к – тормозная камера)

Системы дифференциальных уравнений отдельных элементов привода связаны между собой связями, отвечающими расчётной схеме, представленной на рис. 4.

Динамика электропневматического тормозного привода, работающего по релейному закону, имеет особенность, которая заключается в наличии режимов, когда имеет место одновременное наполнение и опорожнение

различных участков тормозного контура. Поэтому для описания этих процессов удобно использовать форму представления, предложенную в работе [9]. При моделировании динамики релейного ЭПТ динамическое состояние каждого расчетного узла описывается системой уравнений, форма записи которых подобна системе уравнений описывающих наполнение и опорожнение тормозной камеры (7).

$$\left\{ \begin{aligned}
 &kR[\text{sign}(p_1 - p_{т.к}) \cdot W(T_1; T_{т.к}) G_{т.к}] dt = V_{т.к} dp_{т.к} + k \cdot p_{т.к} dV_{т.к} \\
 &G_{т.к} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1}} \cdot f_{т.к}(\zeta_1; \zeta_2) \cdot \max(p_1; p_{т.к}) \sqrt{\frac{1}{R \cdot W(T_1; T_{т.к})}} \varphi(U_{т.к}) \\
 &f_{т.к}(\zeta_1; \zeta_2) = \frac{\pi d^2}{4 \sqrt{1 + \left[ \frac{\max\left[ \left( p_1 \cdot \left( \zeta_1 - \frac{\zeta_1 - \zeta_2}{2} \right) \right); \left( p_{т.к} \cdot \left( \zeta_2 + \frac{\zeta_1 - \zeta_2}{2} \right) \right) \right]}{\max(p_1; p_{т.к})} + \text{sign}(p_1 - p_{т.к}) \cdot \frac{\zeta_1 - \zeta_2}{2} \right]^2}} \\
 &W(T_1; T_{т.к}) = \left[ \frac{\max\left[ \left( p_1 \cdot \left( T_1 - \frac{T_1 - T_{т.к}}{2} \right) \right); \left( p_{т.к} \cdot \left( T_{т.к} + \frac{T_1 - T_{т.к}}{2} \right) \right) \right]}{\max(p_1; p_{т.к})} + \text{sign}(p_1 - p_{т.к}) \cdot \frac{T_1 - T_{т.к}}{2} \right]; \quad (7) \\
 &T_{т.к} = T_0 \cdot \left( \frac{p_{т.к}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 &T_1 = T_0 \cdot \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}
 \end{aligned} \right.$$

где  $\varphi(U_{т.к.})$  – функция расхода при наполнении и опорожнении тормозной камеры;  $f_{т.к.}(\zeta_1; \zeta_2)$  – функция эффективной площади проходного сечения  $d$ ;  $k$  – показатель адиабаты;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $T_1$  – температура перед входом в тормозную камеру;  $G_{т.к.}$  – расход воздуха при наполнении и опорожнении тормозной камеры;  $T_{т.к.}$  – температура воздуха в тормозной камере;  $V_{т.к.}$  – объём тормозной камеры;  $p_{т.к.}$  – давление воздуха в тормозной камере;  $p_1$  – давление воздуха в трубопроводе перед тормозной камерой;  $W(T_1; T_{т.к.})$  – функция температуры воздуха;  $V_{0т.к.}$  – начальный объём тормозной камеры;  $\zeta$  – коэффициент сопротивления;  $T_0$  – начальная температура воздуха в тормозной камере;  $p_0$  – атмосферное давление воздуха;

Если выполняется условие

$$\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \frac{\min(p_1; p_{т.к.})}{\max(p_1; p_{т.к.})} < 1, \quad (8)$$

то функция расхода в системе (7) определена как

$$\varphi(U_{т.к.}) = \sqrt{\left(\frac{\min(p_1; p_{т.к.})}{\max(p_1; p_{т.к.})}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\min(p_1; p_{т.к.})}{\max(p_1; p_{т.к.})}\right)^{\frac{k+1}{k}}}. \quad (9)$$

Если условие (8) не выполняется, то функция расхода в системе (7) определяется по выражению

$$\varphi(U_{т.к.}) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}. \quad (10)$$

Состояние электропневматических клапанов определяется в электронном модуле управления клапанами EBU (рис. 5). Здесь в блоке delta (рис. 5) оценивается разница заданного (требуемого) уровня давления  $p_B$  в тормозных камерах и измеренного (действующего) значения давления  $p_{т.к.}$

$$\begin{aligned} p_B - p_{т.к1} &< \Delta p_1, \\ p_B - p_{т.к2} &< -\Delta p_2, \end{aligned} \quad (11)$$

где  $\Delta p_1, \Delta p_2$  – зона нечувствительности системы управления.

Условия (11) проверяются в блоках Relational Operator, и в случае, если они выполняются, то на выходе блоками Data Type Conversion формируется цифровой сигнал «0», в противном случае – сигнал «1». Для имитации времени срабатывания электропневматических клапанов применены блоки задержки Transport Delay (рис. 3).

При изменении цифрового сигнала клапан с учетом времени срабатывания переводится в другое состояние.

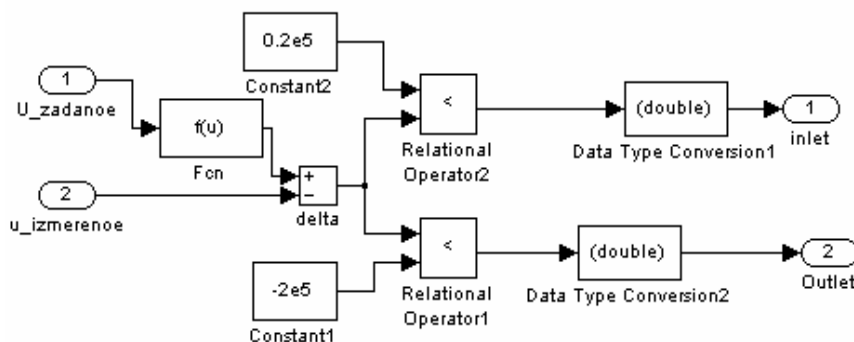


Рис. 5. Блок-схема электронного модуля управления клапанами EBU

На кафедре автомобилей ХНАДУ было выполнено имитационное моделирование динамики торможения с адаптивным управлением на примере автобуса МАЗ-256. Формирование управляющего воздействия в блоке адаптивного регулятора происходит на основе сравнения реализуемого замедления и желаемого. Блок электропневматического привода тормозов управляет работой клапанов и обрабатывает наполнение и опорожнение тормозных камер. Моделировалось служебное торможение с одинаковым значением усилия на педали и темпом его приложения для различных состояний автобуса.

Оценка динамики торможения колесной машины выполнялась по тормозным диаграммам, одна из которых представлена на рис. 6. Результаты имитационного исследования динамики торможения колесной машины сведены в табл. 1.

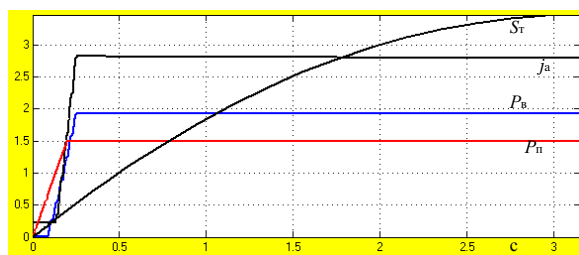


Рис. 6. Тормозная диаграмма

Динамическая стадия тормозного управления анализировалась по осциллограммам. Типовые осциллограммы представлены на рис. 7. При этом оценивалась зависимость давления в тормозном приводе и замедления колесной машины для заданного темпа изменения усилия на педали тормоза. Указанные зависимости оценивались при затормаживании колесной машины в снаряженном и груженом

состоянии. Очевидно, что при адаптивном управлении торможением замедление машины практически не зависит от состояния загрузки машины, что обеспечивается автоматическим повышением давления воздуха в тормозном приводе с 0,193 МПа в снаряженном состоянии до 0,242 МПа в груженом состоянии. Следует отметить, что при этом водителю не надо адаптироваться к изменившемуся состоянию машины, а достаточно сформировать усилие на педали тормоза, обеспечивающее желаемое замедление колесной машины.

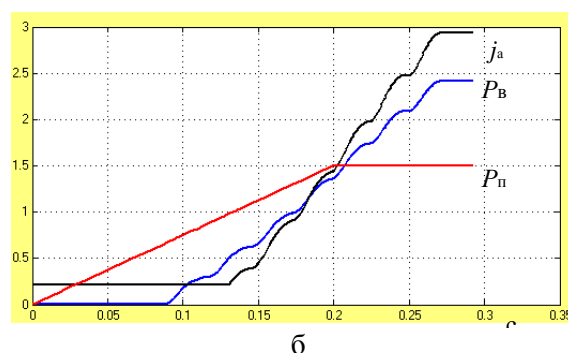
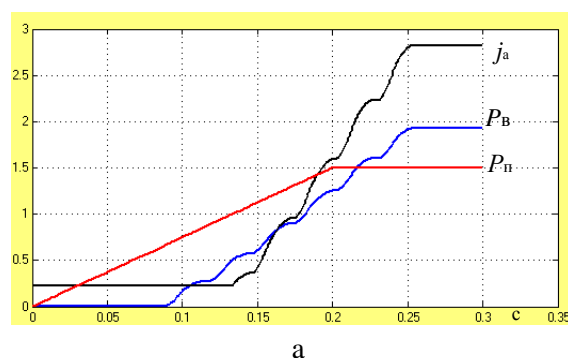


Рис. 7. Осциллограммы динамической стадии адаптивного управления тормозами колесной машины: а – в снаряженном состоянии, б – в груженом состоянии

Таблица 1 Результаты моделирования динамики торможения автобуса МАЗ-256

Параметры	Неадаптивное тормозное управление				Адаптивное тормозное управление			
	Рабочая система		Аварийная система		Рабочая система		Аварийная система	
$m_a$ , кг	9500	7400	9500	7400	9500	7400	9500	7400
$j_a$ , м/с <sup>2</sup>	2,269	2,814	1,232	1,505	2,917	2,814	2,766	2,988
$S_T$ , м	16,75	13,79	29,33	23,93	13,42	13,79	14,31	13,34
$t_T$ , с	3,84	3,13	6,88	5,00	3,04	3,13	3,22	2,99
$p_B$ , МПа	0,297	0,295	0,297	0,295	0,242	0,193	0,412	0,356
Примечание: усилие на педали тормоза – 150 Н; время нарастания усилия – 0,2 с.								

## Литература

1. Ахметшин А.М. Адаптивная антиблокировочная тормозная система колесных машин : автореф. дис. на соискан. учен. степ. докт. техн. наук : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Ахметшин Альберт Махмутович. – М., 2003. – 36 с.
2. Ревин А.А. Автомобильные автоматизированные тормозные системы: техническое решение, теория, свойства: монография / А.А. Ревин. – Волгоград: Изд-во Ин-та Качеств, 1995. – 160с.
3. Адаптивные системы автоматического управления: учеб. пособ. /В.Н. Антонов, А.М. Пришвин, В.А. Терехов, А.Э. Янчевский; под ред. проф. В.Б. Яковлева. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1984. – 204 с.
4. Громыко В.Д. Самонастраивающиеся системы с моделью / В.Д. Громыко, Е.А. Санковский. – М.: Энергия, 1974. – 80 с.
5. Туренко А.Н. Адаптивное тормозное управление колесных машин / А. Н. Туренко, С.Н. Шуклинов // Журнал автомобильных инженеров. – 2010. – №5 (64). – С. 18 – 21.
6. Туренко А.Н. Электропневматический привод тормозов с адаптивным управлением / А.Н. Туренко, С.Н. Шуклинов, Н.Г. Михалевич // Изв. ВолгГТУ. Сер. «Наземные транспортные системы»: межвуз. сб. науч. ст. – 2011. – Вып. 4, № 12(85).– С. 51 – 53.
7. Вишняков Н.Н. Исследование и расчет современных пневматических приводов автомобилей / Н.Н. Вишняков. – М.: МАДИ, 1979. – 146 с.
8. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов: справ. пособие / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
9. Михалевич Н.Г. Вдосконалення електропневматичних апаратів гальмівного приводу автотранспортних засобів : автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук: 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Михалевич Микола Григорович. – Х.: ХНАДУ, 2008. – 20 с.
10. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Коэффициенты местных сопротивлений и коэффициенты трения / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 463 с.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 9 февраля 2012 г.

---