

ФУНКЦІОНАЛЬНІ СХЕМИ АНТИБЛОКУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ
АВТОБУСА І МОДЕЛЮВАННЯ ЇЇ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ

Дем'янюк В.А., доктор технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна

FUNCTIONAL DIAGRAMS OF BUS ANTILOCK SYSTEMS AND ITS MODELING WORKFLOWS

Demianiuk V.A., Ph.D., Engineering (Dr.), National Transport University, Kyiv, Ukraine

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ АВТОБУСА
И МОДЕЛИРОВАНИЕ ЕЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

Дем'янюк В.А., доктор технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина

Постановка проблеми. Антиблокувальна система (АБС) відноситься до найбільш ефективних засобів підвищення активної безпеки автотранспортних засобів, сприяючи підвищенню їх стійкості, покращенню керуваності та зменшенню гальмівного шляху. За статистикою доля дорожньо-транспортних пригод, які виникають внаслідок втрати стійкості гальмуючих автотранспортних засобів, сягає 70%. За різними оцінками застосування АБС зменшує кількість дорожньо-транспортних пригод на 5...25%, при цьому гальмівний шлях зменшується на 12...38%, а безпечна швидкість експлуатації зростає на 17...30%.

У процесі розробки АБС і оцінки ефективності її функціонування важливу роль відіграє етап математичного моделювання робочих процесів АБС. Створення адекватних математичних моделей АБС може бути ефективним лише після попередньої розробки їх функціональних та структурних схем. Це питання особливо актуальне у випадку автобусів, оскільки, згідно з регламентуючими документами [1], автобуси необхідно оснащувати АБС категорії 1, які повинні задовольняти найширшому спектру вимог, що ставляться до АБС. Наявність математичних моделей АБС та комп'ютерне моделювання їх робочих процесів необхідні не тільки на стадії розробки АБС, але і під час адаптації алгоритмів та елементної бази існуючих АБС до нових конструкцій автобусів.

Аналіз літератури. Дослідженню АБС присвячена значна кількість літератури, в якій розглянуті важливі аспекти розроблення АБС і з'ясована ефективність її застосування на легкових та вантажних автомобілях, зокрема [2-4]. Проте нам невідомі роботи, де були б системно викладені функціональні і структурні схеми АБС для автобуса з усіма елементами його гальмівної системи з пневматичним приводом та проведено комп'ютерне моделювання АБС з використанням динамічної системи Simulink.

Мета роботи – розробити функціональні та структурні схеми АБС автобуса і з їх урахуванням здійснити математичне та комп'ютерне моделювання АБС з використанням динамічної системи Simulink.

Основна частина. Схема функціонування АБС автобуса як замкнутої системи зображена на рис. 1. До вихідних показників об'єкту керування можна віднести: x і y – поздовжнє та поперечне переміщення центра мас автобуса; z – вертикальне переміщення кузова; γ – кут повороту автобуса відносно вертикальної осі; θ і ψ – кути повороту кузова відносно поздовжньої (кут крену) та поперечної (кут диференту) осей; перші та другі похідні від цих параметрів. Зворотній зв'язок утворюється завдяки чутливому елементу (давачу), підсилювально-перетворювальному та логічному пристрою (блоку керування (БК)), а також виконуючому пристрою (модулятору). Для функціонування АБС використовуються кутові швидкості коліс ω_i , а у формуванні сил у контактні коліс з дорогою приймають участь вертикальні реакції на колесах Z_i . Вихідним параметром давача є частота f , БК – напруга U_b , а модулятора – тиск P_k . Зовнішніми збурюючими факторами для об'єкту керування є маса M , коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою ϕ і його залежність від коефіцієнта проковзування S та сума сил опору руху ΣP_o . Вхідною інформацією для регулятора гальмівних сил (РГС) є текучі значення параметрів Z_i , \dot{x} та M .

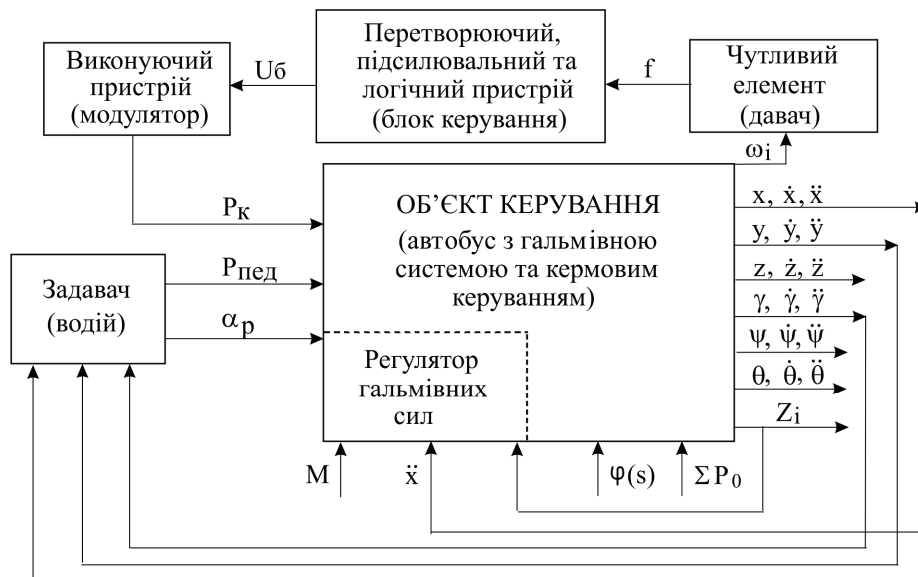


Рисунок 1 – Узагальнена функціональна схема АБС автобуса

Як видно з рис. 1, розглядувана система має ще один зворотній зв'язок, що здійснюється через водія, який, аналізуючи вихідні параметри x , y , і γ , формує керуючі дії (зусилля на гальмівній педалі $R_{\text{пед}}$ та кут повороту кермового колеса α_p).

На рис. 2 наведений фрагмент функціональної схеми АБС для одного колеса при умові, що автобус рухається прямолінійно і коливання кузова відсутні. Ця схема повніше розкриває функціональну суть об'єкту керування. Вихідним параметром ресивера є тиск $P_{\text{рес}}$, гальмівного крану – тиск $P_{\text{кр}}$, РГС – тиск P_p , модулятора – тиск P_k , гальмівної камери – зусилля Q , гальмівного механізму – гальмівний момент M_Γ і системи “колесо – дорога” – сила зчеплення R_ϕ .

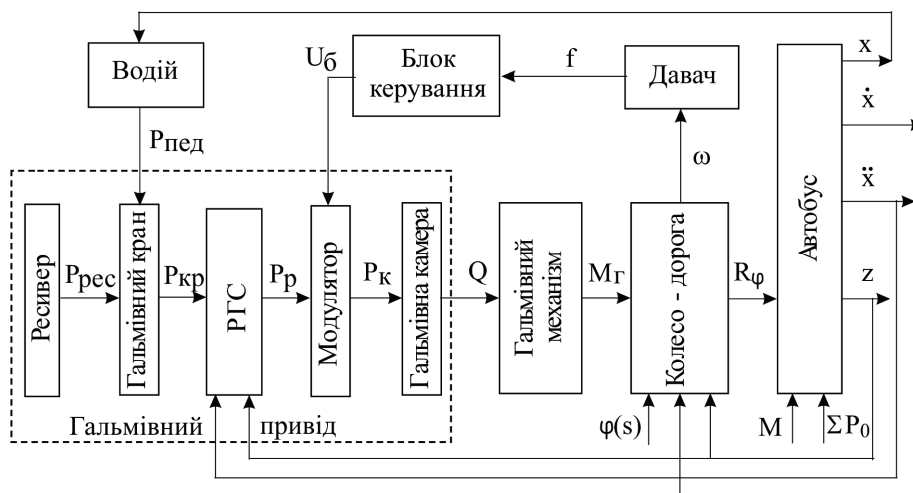


Рисунок 2 – Функціональна схема АБС колеса автобуса (рух прямолінійний, колесо невіддресорене)

Ще інформативнішою є схема, наведена на рис. 3, яка, крім згаданої вище інформації, ілюструє також принцип взаємодії мікропроцесорів БК з кожною із чотирьох віток об'єкту керування. На цьому рисунку: В – водій; Рес – ресивер; Гкр – гальмівний кран; РГС – регулятор гальмівних сил; M_i – модулятор; ГК – гальмівна камера; ГМ – гальмівний механізм; КД – підсистема колесо-дорога; КК – кермове керування; Д – давач; БК – блок керування.

Схема на рис. 3 складена у відповідності до вимог, що ставляться до АБС категорії 1, якими повинні обладнуватися автобуси. Згідно з цим до складу АБС входить по два давачі та по два одноканальних модулятори на кожен міст автобуса. Блок керування містить два основних мікропроцесори, кожен з яких обслуговує одну діагональ гальмівної системи (передній лівий та задній правий гальмівні механізми і навпаки).

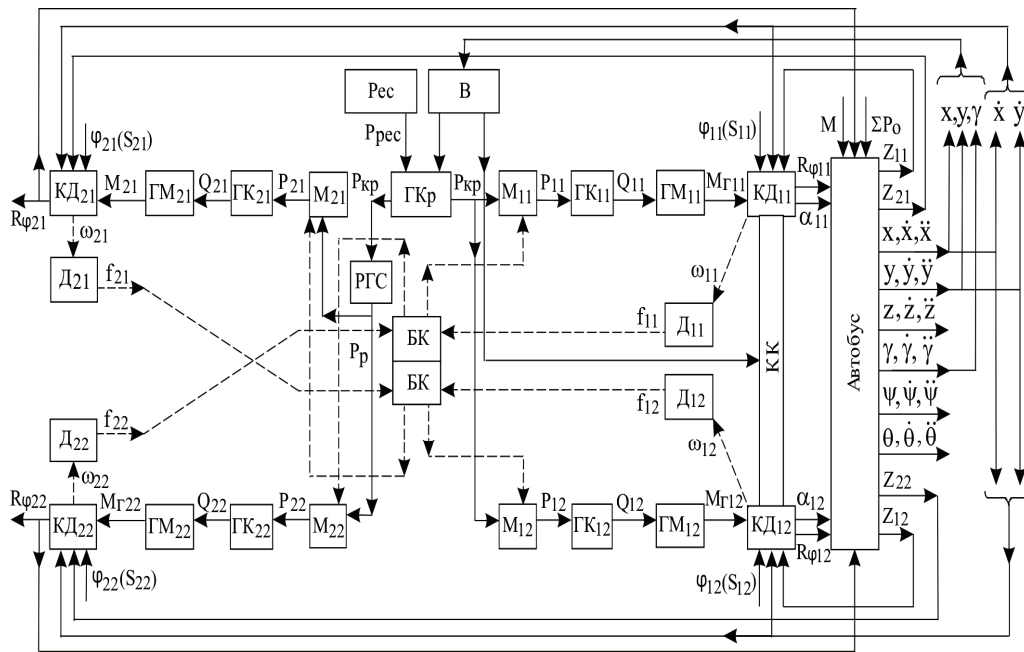


Рисунок 3 – Функціональна схема АБС чотирьохколісної просторової коливальної моделі автобуса

АБС, разом з об'єктом керування, являє собою нелінійну систему, математична модель якої складається з рівнянь, які описують робочі процеси підсистем “гальмівний привід” [5], “колесо – дорога” [6] та об'єкту керування [7], а також функціональних характеристик окремих складових системи.

З метою наближення розрахункових процесів до реальних за швидкістю при моделюванні гальмівного приводу можна використати його спрощену математичну модель. Для цього розв'язки диференціального рівняння (відповідно при гальмуванні та розгальмовуванні) записуємо у вигляді:

$$P_k = m_n P_{pec} (1 - e^{-\frac{t}{T_n}});$$

$$P_k = P_m - m_o P_m (1 - e^{-\frac{t}{T_o}}),$$

де m_n , m_o , T_n , і T_o – відповідно умовні коефіцієнти підсилення та постійні часу аперіодичної ланки при наповненні («н») та падінні («о») тиску;

P_m – максимальний тиск у пневматичній камері (рис. 4,а).

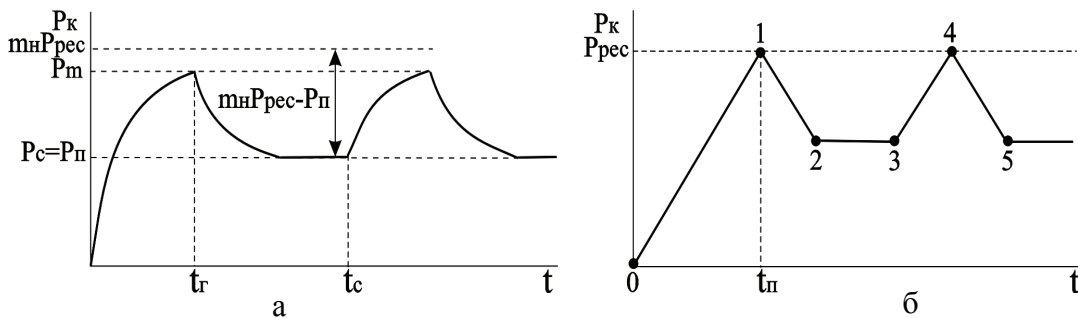


Рисунок 4 – Реальний (а) та лінеаризований (б) графіки тиску повітря для трифазного циклу роботи АБС

Для аналітичного опису послідовного перебігу фаз процесу зміни тиску повітря та зручності програмування всі три фази процесу (наростання, падіння та стабілізації тиску) можна описати наступною універсальною формулою

$$P_k = P_n + U_6 \left[m_n P_{pec} - 0,5(1 + U_6) P_n \right] \left[1 - e^{-\frac{(t-t_1)}{T_n}} \right], \quad (1)$$

де P_n – початкове значення тиску; U_6 – сигнал блоку керування.

У цій формулі приймається при гальмуванні: $U_6=1$; $t_1=t_c$; при розгальмуванні: $U_6=-1$; $P_n=P_m$; $P_{pec}=P_m$; $m_n=m_0$; $T_n=T_0$; $t_1=t_r$; у фазі стабілізації тиску: $U_6=0$; $P_n = P_c$, де t_c і t_r – час завершення фаз відповідно стабілізації та наповнення гальмівної камери.

При моделюванні гідравлічного гальмівного приводу закон зміни тиску в різних фазах можна, за необхідності, лінеаризувати залежністю

$$P_k = P_n + U_6 \frac{P_{pec}}{T_{np}} (t - t_n). \quad (2)$$

У цій формулі P_n і t_n – координати початку фази для кожної із точок 0, 1, 2, 3, і т.п. (рис. 4,б), а T_{np} – середній час наповнення камери до тиску P_{pec} та падіння в ній тиску до нуля.

Функціональну характеристику гальмівної камери запишемо у вигляді

$$Q = F_k (P_k - P_0), \quad (3)$$

де Q – зусилля на штоку камери;

F_k – ефективна площа камери;

P_0 – тиск, при якому фрикційні накладки входять в контакт з гальмівним барабаном чи диском.

Перебіг функціональної характеристики барабанного гальмівного механізму значною мірою залежить від жорсткості його барабана, колодок та опорно-розтискної системи. Якщо згадана жорсткість невисока, то вказану характеристику можна апроксимувати поліномом 2-го ступеня, що підтверджується також дослідженнями інших авторів. Поряд з цим, наші дослідження показали, що функціональні характеристики гальмівних механізмів з малою податливістю елементів (що, наприклад, притаманно автобусам категорії M_3) з достатньою точністю можна описати лінійною залежністю навіть після деякого розточування гальмівних барабанів, тобто (без врахування гістерезису)

$$M_r = K_m Q, \quad (4)$$

де K_m – передатний коефіцієнт.

Для опису динаміки гальмуючого колеса використовуємо часто вживане дослідниками диференціальне рівняння руху обертової маси

$$J_k \dot{\omega} = M_\phi - M_r, \quad (5)$$

де J_k – момент інерції обертових мас, зв'язаних з колесом;

M_ϕ – момент зчеплення колеса з дорогою

$$M_\phi = r_d R_\phi = r_d Z\phi(S), \quad (6)$$

де r_d – динамічний радіус колеса;

$R_\phi = Z\phi(S)$ – сила зчеплення колеса з дорогою;

$\phi(S)$ – функція зчеплення, тобто залежність коефіцієнта поздовжньої сили ϕ від коефіцієнта проковзування S

$$S = 1 - \omega r_k V^{-1}, \quad (7)$$

де r_k і V – радіус кочення колеса і його лінійна швидкість.

Апроксимаційні залежності для функції $\varphi(S)$ отримані у вигляді:

$$\varphi = \frac{C_\varphi \varphi_k}{1 + \left(\frac{\varphi_k - 1}{\varphi_p} \right) \cdot \frac{(S - S_k)^2 S_p}{(S_p - S_k)^2 S}} \quad (\text{при } 0 \leq S \leq S_k) \quad (8)$$

$$\varphi = \frac{C_\varphi \varphi_k}{1 + \left[\frac{\varphi_k - 1 + d_\varphi (1 - S)}{\varphi_1} \right] \cdot \frac{(S - S_k)^2}{(1 - S_k)^2 S}} \quad (\text{при } S_k < S \leq S_1), \quad (9)$$

де

$$d_\varphi = \frac{S_q (\varphi_k - \varphi_q) (1 - S_k)^2}{\varphi_q (S_q - S_k)^2 (1 - S_q)} - \frac{\varphi_k - \varphi_1}{\varphi_1 (1 - S_q)}.$$

У цих формулах: φ_k – максимальне значення функції $\varphi(S)$, яке досягається при $S = S_k$; φ_1 , φ_p і φ_q – значення коефіцієнта φ відповідно при $S = 1$, $S_p = 0,5 S_k$ і $S_q = 0,5(1 + S_k)$; C_φ – коефіцієнт пропорційності.

Функцію $\varphi(S)$ іноді апроксимують двома або трьома відрізками прямих. При апроксимації двома прямими вирази для коефіцієнтів апроксимуючої залежності

$$\varphi = m + nS$$

можна подати у вигляді:

$$\text{при } S \leq S_k, \quad m = 0; \quad n = K'_{\varphi i}; \quad \text{при } S > S_k, \quad m = \varphi_0; \quad n = K''_{\varphi i}.$$

Залежності для φ_0 , $K'_{\varphi i}$ і $K''_{\varphi i}$ наведені в роботі [8].

Вертикальна реакція на колесо визначається за формулою

$$Z_i = \frac{Mg \ell_i \pm \sum_{i=1}^{n_k} R_{\varphi i} h}{2L}.$$

Для переднього колеса $\ell_i = b$, а для заднього $\ell_i = a$. У цій формулі a , b , h і L – координати центра мас та база автобуса.

Якщо вважати, що АБС працює синхронно на всіх колесах, то можна прийняти

$$\sum_{i=1}^{n_k} R_{\varphi i} = Mg \varphi(S),$$

звідки

$$Z_i = \frac{Mg}{2L} [\ell_i \pm h \varphi(S)]. \quad (10)$$

При однакових коефіцієнтах зчеплення всіх коліс з дорогою та синхронній роботі АБС на всіх колесах лінійне сповільнення колеса як складової частини автобуса дорівнює лінійному сповільненню автобуса

$$\dot{V} = - \frac{\sum_{i=1}^{n_k} R_{\varphi i}}{M} = - \frac{Mg \varphi(S)}{M} = -g \varphi(S). \quad (11)$$

Рівняння (1)...(11) та залежності, що визначаються алгоритмом блоку керування, складають математичну модель АБС одноколісної системи, структурна схема якої наведена на рис. 5. Ланка

«модулятор – привід» характеризується оператором $P(U)$, що перетворює керуючий сигнал U_6 в тиск у силових пристроях приводу. Динамічна характеристика автобуса, що перебуває у стані поступального руху, відображена на схемі комбінованою ланкою подвійного інтегрування з лінійними перетвореннями виду $\dot{V}(R_\varphi)$ і $Z(R_\varphi)$.

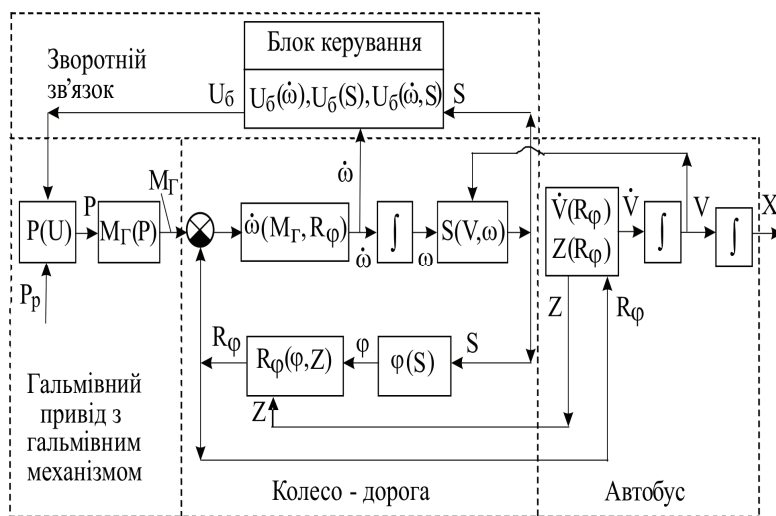


Рисунок 5 – Структурна схема АБС колеса автобуса

Наведені вище рівняння зручно використовувати під час відлагодження та аналізу ефективності різних алгоритмів АБС. Крім того, вони використовуються у загальній математичній моделі, призначеній для дослідження динаміки гальмування автобуса з АБС, в якій: гальмуючий автобус як об'єкт керування описаний за допомогою 24 диференціальних рівнянь [7]; пневматичний гальмівний привід представлений як багатомодульна пневматична система з розподіленими параметрами, а його модель – у вигляді кінцево-різницевої сітки з передачею міжмодульної інформації за допомогою кубічних інтерполяційних сплайнів [5]; при моделюванні підсистеми «колесо – дорога» розвинуто концепцію про спільну природу та якісну подібність характеристик взаємодії колеса з дорогою у поздовжньому і поперечному напрямках, на підставі якої отримано залежності для еліптичного параболоїду зчеплення, а також для коефіцієнтів поздовжньої, поперечної та сумарної дотичних сил в контактні колеса з дорогою [6]. Згадані моделі лягли в основу пакету комп'ютерних програм, за допомогою яких чисельними методами досліджувалась динаміка гальмування автобуса з АБС. Поряд з цим, наведені вище рівняння використовувались для моделювання АБС автобуса за допомогою операторів динамічної системи Simulink в програмному середовищі Matlab.

Зручність моделювання АБС операторами динамічної системи Simulink в середовищі Matlab пояснюється можливістю здійснювати візуально-орієнтоване програмування, під час якого модель компонується зі стандартних блоків Simulink. Поряд з цим, користувач має можливість інтерактивного спілкування з програмним комплексом, вести аналіз синхронно отримуваних графічних результатів моделювання та задавати режим моделювання в реальному масштабі часу. Корисною особливістю програмування в середовищі Simulink є можливість введення в модель за допомогою блоку Fcn окремих функцій однієї або декількох змінних.

У стандартному пакеті Simulink присутня дуже спрощена демонстраційна модель АБС з найпростішим алгоритмом функціонування. Нижче наведена удосконалена модель АБС (рис. 6), яка відтворює операторами пакету Simulink викладену вище математичну модель АБС. У моделі (рис. 6), на відміну від спрощеної, сформовані моделі підсистем «функція зчеплення колеса з дорогою» (рис. 7), «блок керування» (рис. 8) і «модулятор» (рис. 9 і 10). Крім цього, модель відтворює процес динамічного перерозподілу нормальних реакцій на колеса автобуса під час гальмування.

У згаданих моделях: P – тиск в силовому пристрої; P_p – гальмівна сила; V_T – коефіцієнт пропорційності між гальмівним моментом і тиском; G_1 – статичне навантаження на колесо; X_φ – сила зчеплення колеса з дорогою; γ_k – питома гальмівна сила колеса; $V_k = \omega r_k$; t_1 – час завершення наростання або падіння тиску; P_p – початковий тиск; P_{res} – тиск в ресивері; S_r – гальмівний шлях.

При моделюванні функції зчеплення $\varphi(S)$ (рис. 7) використана математична модель цієї функції (формули (8) і (9)), на підставі якої сформовано блок функції Fcn1

$$F_{cn1} = (u(2) * 0.8 / (1.0 + 2.0 * (0.8 / 0.57 - 1.0) * (u(1) - 0.25)^2 / (0.25 * u(1)))) + (1.0 - u(2)) * 0.8 / (1.0 + (0.8 / 0.6 - 1.0 + 0.4046435 * (1.0 - u(1))) * (u(1) - 0.25)^2 / (1.0 - 0.25)^2 / u(1))) * 0.875,$$

де $u(1)=S$; $u(2)=1$ при $S \leq 0,25$ і $u(2)=0$ при $S > 0,25$.

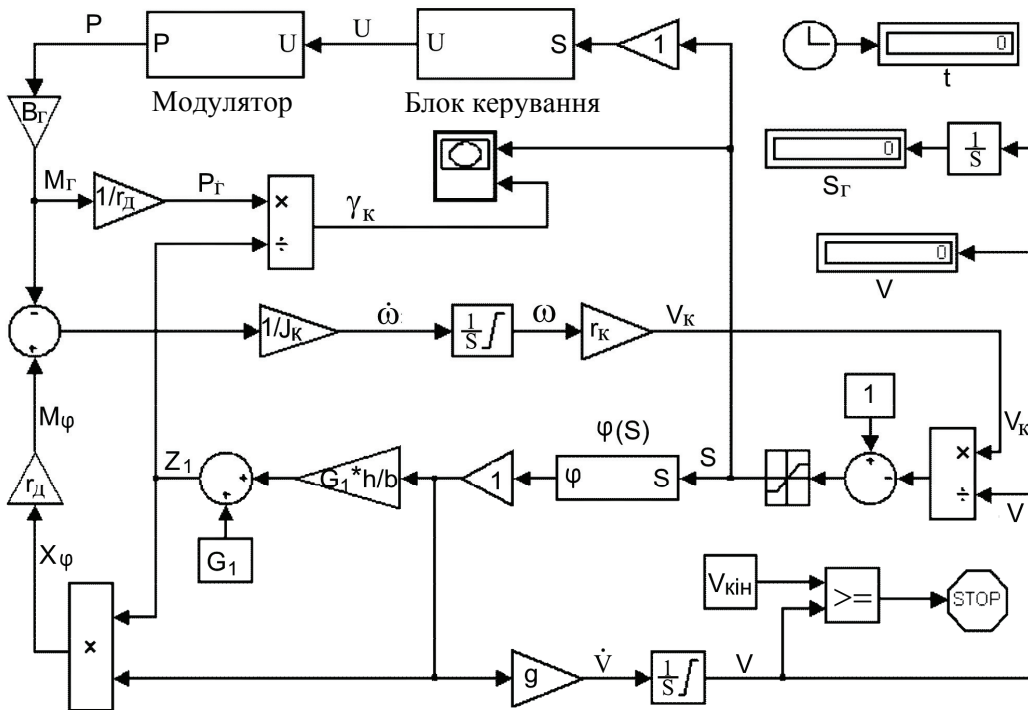


Рисунок 6 – Модель АБС, складена з операторів пакету Simulink (середовище Matlab)

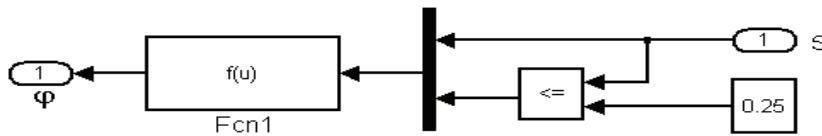


Рисунок 7 – Модель функції зчеплення колеса з дорогою $\varphi(S)$

Формування керуючих параметрів блоку керування (рис. 8) здійснювалося як з врахуванням коефіцієнта проковзування S , так і його першої похідної \dot{S} .

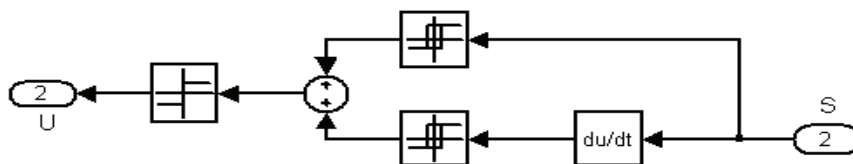


Рисунок 8 – Модель підсистеми «блок керування»

Під час моделювання модулятора (рис. 9) враховувалися експоненціальні закони наростання та падіння тиску в гальмівних камерах (для пневматичного приводу гальм). З врахуванням формули (1) сформовано блок функції Fcn2

$$F_{cn2} = u[3] + u[1] * (u[5] - 0.5 * (1 + u[1]) * u[3]) * (1 - \exp(-u[2] / u[4])),$$

де $u[1]...u[5]$ – функціональні сигнали модулятора, відтворення яких здійснюється за допомогою моделі, наведеної на рис. 10.

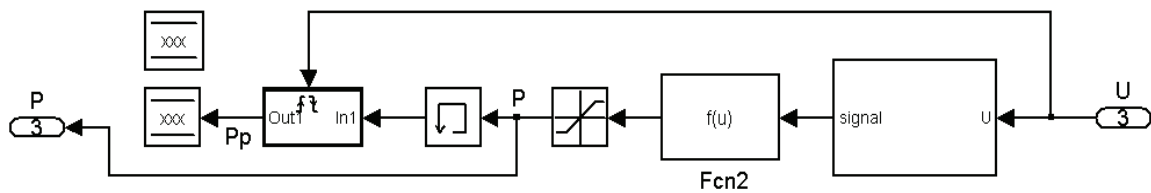


Рисунок 9 – Модель підсистеми «модулятор»

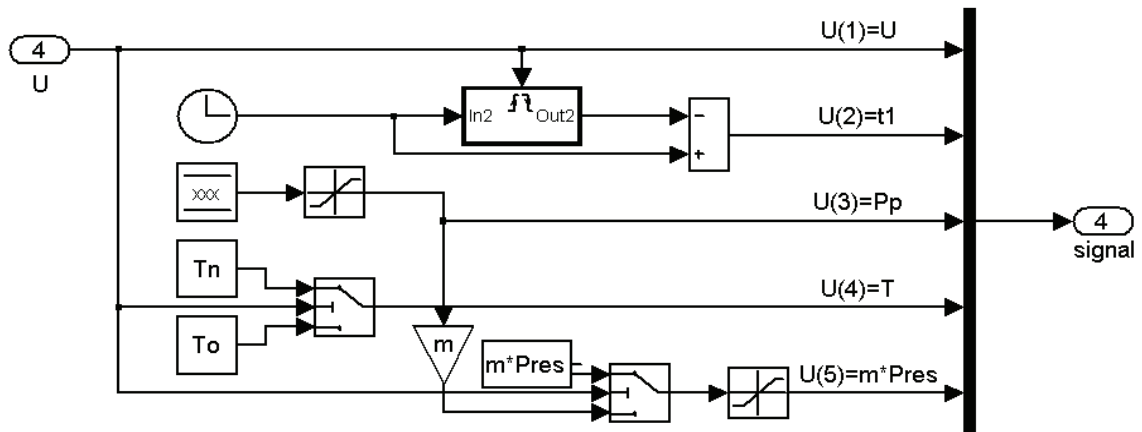


Рисунок 10 – Модель формування функціональних сигналів модулятора

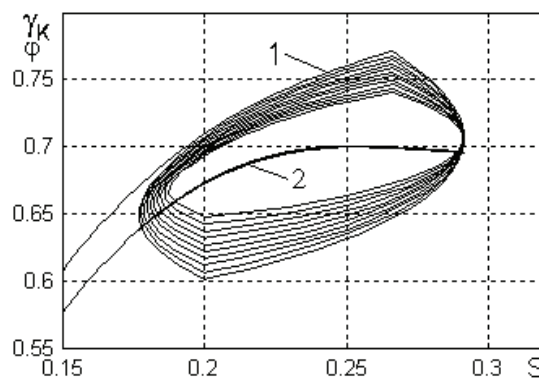


Рисунок 11 – Фазова траєкторія гальмуючого колеса з АБС, отримана моделюванням в середовищі Simulink: 1 – $\gamma_k(S)$; 2 – $\phi(S)$

Об'єктом моделювання слугувало переднє колесо автобуса масою 13000 кг, обладнане АБС. Результати моделювання АБС з двофазним робочим циклом наведені на рис. 11 і 12,б. Максимальне значення функції зчеплення $\phi(S)$ задавалось рівним 0,7 (тобто, приймалось $C_\phi = 0,875$). Для порівняння, на рис. 12,а наведені результати моделювання процесу гальмування цього ж колеса без АБС. Зокрема, із співставлення графіків, одержаних в результаті моделювання, видно, що при наявності АБС колесо не блокується, що забезпечує збереження стійкості та керованості при гальмуванні, а гальмівний шлях S_T при працюючій АБС зменшується на 6,4 м.

Подібним чином моделювалися робочі процеси АБС з трифазним та чотирифазним робочими циклами.

Висновок. Запропоновані математичні та комп'ютерні моделі дають змогу відлагоджувати та досліджувати ефективність різних алгоритмів АБС, а також аналізувати перебіг у часі всіх параметрів процесу гальмування.

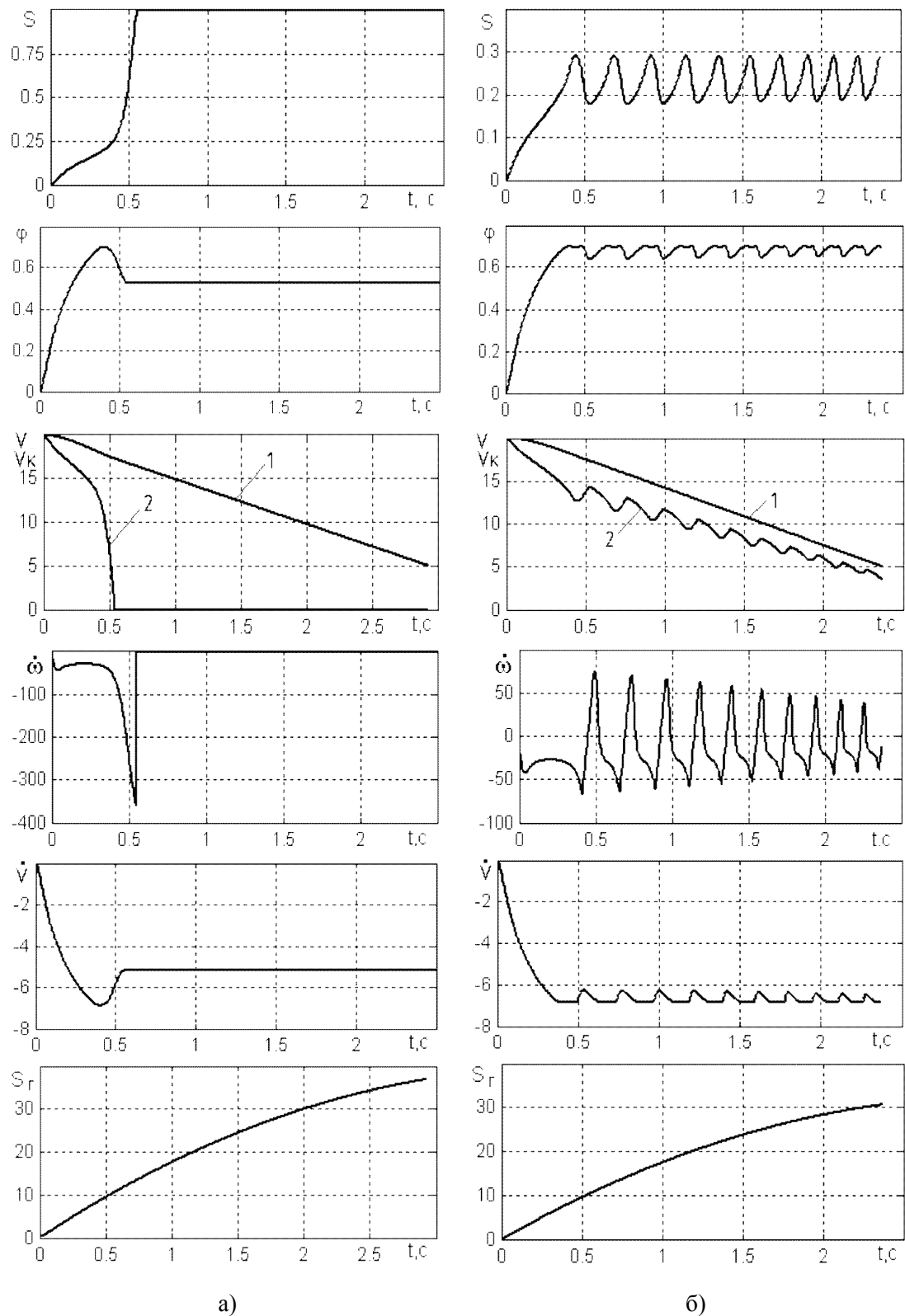


Рисунок 12 – Моделювання процесів гальмування колеса автобуса з використанням пакету Simulink: а) без АБС; б) з працюючою АБС; 1 – $V(t)$; 2 – $V_k(t)$

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Державний стандарт України ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N і О стосовно гальмування. – Надано чинності 2002-07-24. – К.: Держспоживстандарт України, 2002. – 193 с.

2. Гецович Е.М. Исследование предельных возможностей противоблокировочных систем по обеспечению устойчивости автомобиля: дис...канд. техн. наук: 05.05.03 / Гецович Евгений Моисеевич. – Харьков, 1980. – 113 с.

3. Нефедьев Я.Н. Теория, разработка и исследование унифицированной системы автоматического управления антиблокировочным торможением грузовых автотранспортных средств: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.03 / Нефедьев Яков Николаевич. – М., 1985. – 307 с.

4. Ревин А.А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств: дис. ... доктора техн. наук: 05.05.03 / Ревин Александр Александрович. – Волгоград, 1983. – 524 с.

5. Дем'янюк В.А. Математичне моделювання та оптимізація підсистеми “пневматичний гальмовий привод автобуса” / В. А. Дем'янюк // Збірник наукових праць асоціації “Автобус”. – Львів, 2003. – Вип. 7. – С. 73 – 84.

6. Дем'янюк В. А. Визначення дотичних реакцій та кінематичних параметрів гальмового колеса в загальному випадку його руху / В. А. Дем'янюк // Збірник наукових праць асоціації “Автобус”. – Львів, 2000. – Вип. 3. – С. 61 – 70.

7. Дем'янюк В.А. Математичне моделювання системи “гальмуючий автобус” / В. А. Дем'янюк // Збірник наукових праць асоціації “Автобус”. – Львів, 2000. – Вип. 4. – С. 55 – 62.

8. Дем'янюк В.А. Дослідження стійкості гальмуючого автобуса з використанням методів Ляпунова / В. А. Дем'янюк // Збірник наукових праць асоціації “Автобус”. – Львів, 2002. – Вип. 6. – С. 80 – 90.

REFERENCES

1. DSTU UN/ECE R 13-09:2002. Yedyni tekhnichni prypysy shchodo ofitsiinogo zatverdzhennia dorozhnykh transportnykh zasobiv katehorii M,N i O stosovno halmuvannia. [State Standard 13.09-2002. Uniform technical prescriptions concerning the approval of road vehicles categories M, N i O regarding braking]. Kyiv, Derzhspozhyvstandart Ukrainy Publ., 2002. – 193 p. (Ukr)

2. Getsovich E. M. Issledovanie predelnykh vozmozhostey protivoblokirovochnykh system po obespecheniyu ustoychivosti avtomobilya. Cand. Diss. [Research of antilock systems limited possibilities to provide vehicle stability. Cand. Diss.]. Kharkov, 1980. –113 p. (Rus)

3. Nefedyev YA. N. Teoriya, razrabotka i issledovaniye unifitsirovannoy sistemy avtomaticheskogo upravleniya antiblokirovochnym tormozheniem gruzovyh avtotransportnykh sredstv. Doct. Diss. [Theory, development and research of a unified system of automatic control of antilock braking freight vehicles. Ph.D. Diss.]. Moscow, 1985. 307 p. (Rus)

4. Revin A.A. Povyshenie effektivnosti, ustoychivosti i upravlyaemosti pri tormozhenii avtotransportnykh sredstv. Doct. Diss. [Efficiency, stability and controllability increasing while braking vehicles. Ph.D. Diss.]. Volgograd, 1983. 524 p. (Rus)

5. Demianiuk V.A. Matematichne modeliuвання та optymizatsiia pidsystemy “pnevmatychnyi halmovyi pryvod avtobysa” [Mathematical modeling and optimization of a subsystem "pneumatic braking bus drive "]. Zbirnyk naukovykh prats asotsiatsii “Avtobus”[Start a collection of works Association "Bus"], 2003, issue 7, pp. 73 – 84. (Ukr)

6. Demianiuk V.A. Vyznachennia dotychnykh reaktsii ta kinematychnykh parametriv halmovoho kola v zahalnomu vypadku yoho rukhu [Determination of shear reactions and kinematic parameters of braking wheels in the general case of motion]. Zbirnyk naukovykh prats asotsiatsii “Avtobus”[Start a collection of works Association "Bus"], 2000, issue 3. pp. 61 – 70. (Ukr)

7. Demianiuk V.A. Matematychnе modeliuвання systemy “halmuiuchyи avtobus” [Mathematical modeling of "braking bus" system]. Zbirnyk naukovykh prats asotsiatsii “Avtobus”[Start a collection of works Association "Bus"], 2000, issue 4. pp. 55 – 62. (Ukr)

8. Demianiuk V.A. Doslidzhennia stiikosti halmuiuchoho avtobysa z vykorystanniam metodiv Liapunova [Research of the bus braking stability using Lyapunov methods]. Zbirnyk naukovykh prats asotsiatsii “Avtobus”[Start a collection of works Association "Bus"], 2002, issue 6. pp. 80 – 90. (Ukr)

РЕФЕРАТ

Дем'янюк В.А. Функціональні схеми антиблокувальної системи автобуса і моделювання її робочих процесів / В.А. Дем'янюк // Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник: в 2 ч. Ч. 1: Серія «Технічні науки». – К. : НТУ, 2014. – Вип. 29.

Стаття присвячена дослідженню антиблокувальної системи (АБС) автобуса методами математичного та комп'ютерного моделювання.

Об'єкт дослідження – АБС автобуса з пневматичним гальмівним приводом.

Мета роботи – розробити функціональні та структурні схеми АБС автобуса і з їх урахуванням здійснити математичне та комп'ютерне моделювання АБС з використанням динамічної системи Simulink.

Метод дослідження – математичне та комп'ютерне моделювання динамічної системи.

У статті АБС представлена такими функціональними схемами: узагальненою для всього автобуса; для одного колеса автобуса; для чотирьохколійної просторової коливальної моделі автобуса; розроблена також структурна схема АБС для одного колеса автобуса; наведені математичні моделі підсистем “гальмівний привід”, “колесо – дорога”, “ автобуса як об'єкта керування”, а також окремих складових системи. Розглянута методика моделювання АБС і її підсистем за допомогою динамічної системи Simulink з відтворенням процесу динамічного перерозподілу нормальних реакцій на колеса під час гальмування; в якості керуючих параметрів блоку керування прийняті коефіцієнт проковзування колеса з дорогою та його перша похідна; у результаті моделювання одержані порівняльні графіки зміни в часі основних параметрів процесу гальмування при відсутності та наявності АБС.

Результати статті можуть бути використані проектувальниками на стадії розробки, математичного моделювання та удосконалення алгоритмів АБС.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта дослідження – розроблення і аналіз ефективності перспективних алгоритмів АБС з підвищеною надійністю функціонування.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОБУС, АНТИБЛОКУВАЛЬНА СИСТЕМА, ФУНКЦІОНАЛЬНІ СХЕМИ, МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ, КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ.

ABSTRACT

Demianiuk V.A. Functional diagrams of bus antilock systems and its modeling workflows. Visnyk National Transport University. Scientific and Technical Collection: In Part 2. Part 1: Series «Technical sciences». – Kyiv: National Transport University, 2014. – Issue 29.

The article investigates the bus antilock brake system (ABS) using mathematical and computer modeling.

Subject of study – bus ABS with pneumatic brake actuator.

Object – to develop functional and structural schemes of bus ABS and taking them into account to carry out mathematical and computer modeling ABS using dynamical system Simulink.

Method of research – mathematical and computer modeling of dynamic systems.

The article presented ABS schemes such functional: a generalized for the entire bus, for one wheel of the bus, for spatial vibrational bus model with four wheels; developed as a block diagram for one wheel ABS bus; presented mathematical model of the subsystems "brake actuator", "tire – road" "bus as a control subject", as well as the individual components of the system. Presents a methodology of modeling ABS and its subsystems using system operators Simulink with playback process dynamically reallocate normal reactions to the wheels when braking; as control parameters of the control unit taken the wheel slip ratio with the road and its first derivative, obtained by modeling the comparative graphs changes over time the basic parameters of the braking process in the absence and presence of ABS.

Results the articles can be used by designers at the design stage, mathematical modeling and improve algorithms the ABS.

Assumptions about the development of the research subject – development and analysis of the effectiveness of promising algorithms ABS with increased reliability of operation.

KEYWORDS: BUS, ABS, FUNCTIONAL AND STRUCTURAL DIAGRAM, MATHEMATICAL MODELS, COMPUTER MODELING.

РЕФЕРАТ

Демьянюк В.А. Функциональные схемы антиблокировочной системы автобуса и моделирование ее рабочих процессов / В.А. Демьянюк // Вестник Национального транспортного университета. Научно-технический сборник: в 2 ч. Ч. 1: Серия «Технические науки». – К. : НТУ, 2014. – Вып. 29.

Статья посвящена исследованию антиблокировочной системы (АБС) автобуса методами математического и компьютерного моделирования.

Объект исследования – АБС автобуса с пневматическим тормозным приводом.

Цель работы – разработать функциональные и структурные схемы АБС автобуса и с их учетом осуществить математическое и компьютерное моделирование АБС с использованием динамической системы Simulink.

Метод исследования – математическое и компьютерное моделирование динамической системы.

В статье АБС представлена такими функциональными схемами: обобщенной для всего автобуса; для одного колеса автобуса; для четырехколесной пространственной колебательной модели автобуса; разработана также структурная схема АБС для одного колеса автобуса; приведены математические модели подсистем "тормозной привод", "колесо – дорога", " автобуса как объекта управления", а также отдельных составляющих системы. Рассмотрена методика моделирования АБС и ее подсистем с помощью динамической системы Simulink с воспроизведением процесса динамического перераспределения нормальных реакций на колеса при торможении; в качестве управляющих параметров блока управления приняты коэффициент проскальзывания колеса с дорогой и его первая производная; в результате моделирования получены сравнительные графики изменения во времени основных параметров процесса торможения при отсутствии и наличии АБС.

Результаты статьи могут быть использованы проектировщиками на стадии разработки, математического моделирования и совершенствования алгоритмов АБС.

Прогнозные предположения о развитии объекта исследования – разработка и анализ эффективности перспективных алгоритмов АБС с повышенной надежностью функционирования.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: АВТОБУС, АНТИБЛОКИРОВОЧНАЯ СИСТЕМА, ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ, МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ, КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ.

АВТОР:

Дем'янюк Володимир Андрійович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри дорожніх машин, e-mail: vademianiuk@ukr.net, тел. +380442809773, Україна, 01010, м. Київ, вул. Суворова 1, к. 226.

AUTHOR:

Demianiuk Volodimir A., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, National Transport University, professor department of road machines, e-mail: vademianiuk@ukr.net, тел. +380442809773, Ukraine, 01010, Kyiv, Suvorova str. 1, of. 226.

АВТОР:

Демьянюк Владимир Андреевич, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, профессор кафедры дорожных машин, e-mail: vademianiuk@ukr.net, тел. +380442809773, Украина, 01010, г. Киев, ул. Суворова 1, к. 226.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Гудз Г.С., доктор технічних наук, професор, Національний університет «Львівська політехніка», професор кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки, Львів, Україна.

Левківський О.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, професор кафедри виробництва, ремонту та матеріалознавства, Київ, Україна.

REVIEWER:

Gudz G.S., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, National University "Lviv Polytechnic", professor of the department of maintenance and repair of automotive vehicles, Lviv, Ukraine.

Levkivskiy O.P., Ph.D., Engineering (Dr.), professor, National Transport University, professor of the department of production, repair and materials, Kyiv, Ukraine.