

Ա.Ս.ԲՈՒՂԱՂՅԱՆ, Ա.Մ.ՂՈՒՇՅԱՆ, Ա.Ռ.ՔԱԼԱՇՅԱՆ

ԱՐԳԵԼԱԿՄԱՆ ԳՈՐԾԸՆԹԱՑՈՒՄ ԱՎՏՈԳՆԱՑՔԻ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒՄԸ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ՈՒԺԵՐԻ ՎԵՐԱՀԱՏՎՄԱՆ ՄԻՋՈՑՈՎ

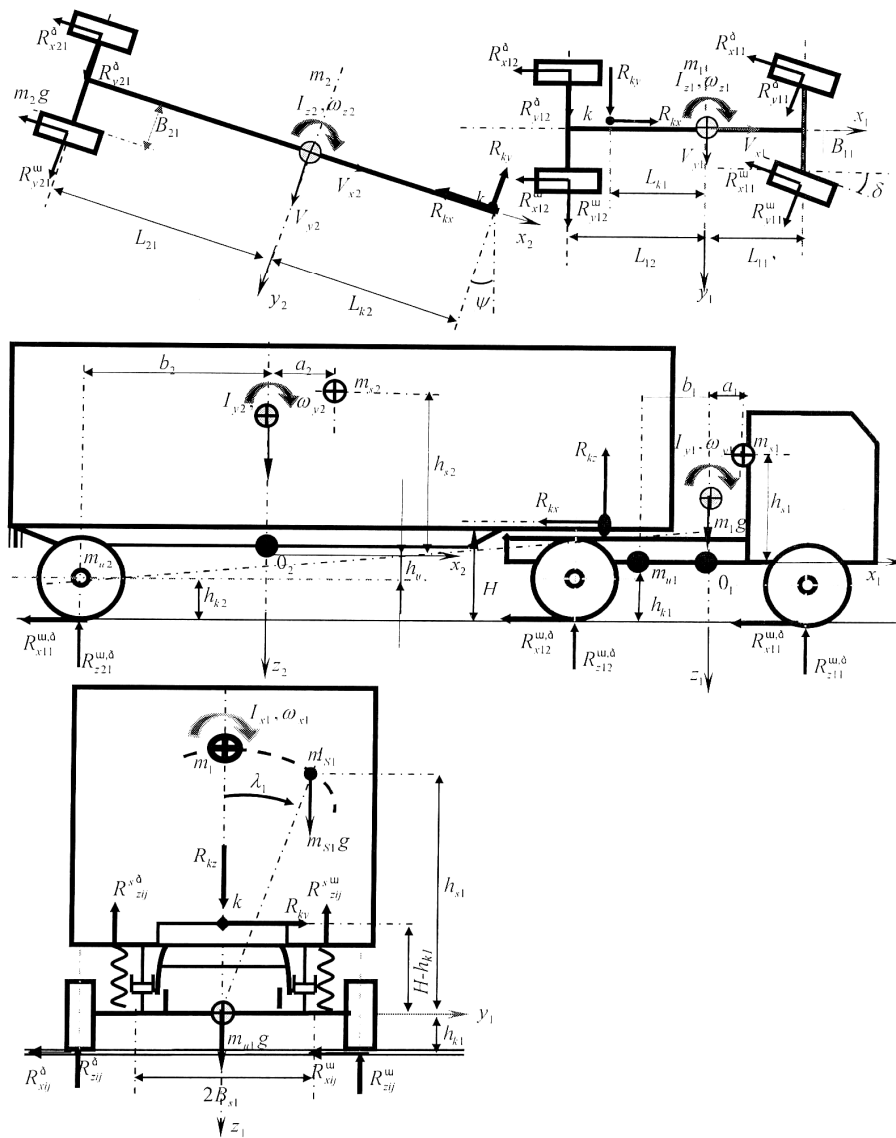
Արդի ավտոմոբիլաշինության առջև ծառացած կարևորագույն խնդիրներից է բեռնատար ավտոտրանսպորտային միջոցների (ԱՏՄ), հատկապես ծանր ավտոգնացքների արգելակման գործընթացում շարժման կայունությունը բարձրացնող ակտիվ անվտանգության համակարգերի մշակումն ու կատարելագործումը: Ներկայացվում է մեծ բեռնունակության ավտոգնացքի բազմազանգված տարածական կոմպյուտերային մոդել, որը հնարավորություն է տալիս կատարել տարբեր ճանապարհային պայմաններում կորագծով շարժվող ավտոգնացքի արգելակման գործընթացի նմանակային մոդելավորում և վերլուծություն՝ կայունության և արգելակման արդյունավետության մակարդակները որոշելու համար, ինչպես նաև գնահատել ավտոգնացքի վրա հակաշրջափակիչ արգելակային համակարգի (ABS) տարբեր սխեմաների տեղադրման արդյունավետությունը:

Առանցքային բառեր. ավտոգնացք, կոմպյուտերային մոդել, արգելակման գործընթաց, կուրսային կայունություն, ABS, սահք, կողատարում, ավտոգնացքի ծալում:

Միայնակ բեռնատար ավտոմոբիլների և մեծ բեռնունակության ավտոգնացքների վարքը արգելակման գործընթացում զգալիորեն տարբերվում են միմյանցից: Ավտոգնացքների մասնակցությամբ ճանապարհատրանսպորտային պատահարների (ՃՏՊ) հաճախակի առաջացումը [1] պայմանավորված է ավտոգնացքի առավել երկար արգելակային ճանապարհով, պնևմատիկ արգելակների բանման ժամանակի ուշացումով, կուտակված առավել մեծ կինետիկ էներգիայով և ավտոգնացքի ծալման միտումով: Շարժման կայունության կորստի տեսանկյունից իր վտանգավորությամբ առանձնանում է անիվների հետ տարբեր կցման պայմաններ ապահովող ճանապարհի վրա մանևրելիս ավտոգնացքի արգելակումը, ինչը հաճախ հանգեցնում է ավտոգնացքի ծալմանը, կառավարման կորստին, կցորդի կողասահքին կամ կողաշրջմանը և այլ ծանր ՃՏՊ-երի: Նման անցանկալի պատահարներից խուսափելու ժամանակակից, արդյունավետ միջոցներից է ավտոգնացքների վրա շարժման կայունության վերահսկման համակարգերի, մասնավորապես՝ ABS-ի կիրառումը [2]: Քանի որ ABS-ի տեղադրման տարբեր սխեմաների ազդեցությունը շարժման կայունության վրա լիրաժեք ուսումնասիրված չէ, ուստի դեռևս արդիական է այդ սխեմաների արդյունավետության ուսումնասիրությունը արդիական է:

Աշխատանքում ներկայացված կոմպյուտերային մոդելի հիմքում ընկած է 17 ազատության աստիճան ունեցող կորագծով շարժվող թամբային տիպի քարշակ-կիսակցորդ ավտոգնացքի (նկ.1) արգելակման գործընթացի մաթեմատիկական մոդելը: Այդ ազատության աստիճաններն են. ավտոգնացքի երկայնական շարժումը (x), քարշակի և կիսակցորդի տեղափոխությունը լայնական և ուղղահայաց առանցքների ուղղությամբ (y_i, z_i), դրանց անկյունային տեղափոխությունները համապատասխանաբար իրենց երկայնական, լայնական և ուղղահայաց

առանցքների նկատմամբ (λ_i , θ_i , γ_i), ինչպես նաև ավտոգնացքի 6 անիվների զրորումը (ω_{wi}):



Նկ. 1. Ավտոգնացքի հաշվարկային դինամիկական սխեման

Մաթեմատիկական մոդելի հիմքում ընկած դիֆերենցիալ հավասարումների համակարգը (1) կառուցվել է նկ.1-ում ներկայացված հաշվարկային դինամիկական սխեմայի համաձայն:

$$\left\{ \begin{aligned} m_i \left(\frac{dV_{xi}}{dt} - V_{yi} \omega_{zi} \right) &= - \sum_j (R_{xij}^{\delta} + R_{xij}^{\omega}) \cos(\delta) - \sum_j (R_{yij}^{\delta} + R_{yij}^{\omega}) \sin(\delta) \pm \\ &\quad \pm R_{kx} \cos(\psi) \pm R_{ky} \sin(\psi); \\ m_i \left(\frac{dV_{yi}}{dt} - V_{xi} \omega_{zi} \right) &= \sum_j (R_{yij}^{\delta} + R_{yij}^{\omega}) \cos(\delta) - \sum_j (R_{xij}^{\delta} + R_{xij}^{\omega}) \sin(\delta) \mp \\ &\quad \mp R_{kx} \sin(\psi) \pm R_{ky} \cos(\psi); \\ m_i \left(\frac{dV_{zi}}{dt} - V_{xi} \omega_{yi} \right) &= m_i g - \sum_j (R_{zij}^{\delta} + R_{zij}^{\omega}) \pm R_{kz}; \\ I_{xsi} \frac{d\omega_{xi}}{dt} + m_{si} h_{si} \left(\frac{dV_{yi}}{dt} + V_{xi} \omega_{zi} + a_i \frac{d\omega_{zi}}{dt} \right) &= m_{si} g h_{si} \sin(\lambda_i) + \\ &\quad + \sum_j (R_{zsj}^{\delta} - R_{zsj}^{\omega}) B s_{ij} \pm R_{kx} (H - h_{ki} - h_{ui}) \sin(\psi) \pm \\ &\quad \pm R_{ky} (H - h_{ki} - h_{ui}) \cos(\psi); \\ I_{yi} \frac{d\omega_{yi}}{dt} &= \sum_j (R_{xij}^{\delta} + R_{xij}^{\omega}) (h_{ki} + h_{ui}) \cos(\delta) + \sum_j (R_{yij}^{\delta} + R_{yij}^{\omega}) (h_{ki} + h_{ui}) * \\ &\quad * \sin(\delta_i) \mp \sum_j (R_{zij}^{\delta} + R_{zij}^{\omega}) L_{ij} \pm R_{kx} (H - h_{ki} - h_{ui}) \cos(\psi) - \\ &\quad - R_{ky} (H - h_{ki} - h_{ui}) \sin(\psi) - R_{kz} L_{ki}; \\ I_{zi} \frac{d\omega_{zi}}{dt} + m_{si} h_{si} a_i \frac{d\omega_{xi}}{dt} &= - \sum_j (R_{xij}^{\delta} - R_{xij}^{\omega}) B_{ij} \cos(\delta) - \\ &\quad - \sum_j (R_{yij}^{\delta} - R_{yij}^{\omega}) B_{ij} \sin(\delta) \pm \sum_j (R_{xij}^{\delta} + R_{xij}^{\omega}) L_{ij} \sin(\delta) \pm \\ &\quad \pm \sum_j (R_{yij}^{\delta} + R_{yij}^{\omega}) L_{ij} \cos(\delta) \pm R_{kx} L_{ki} \sin(\psi) \pm \\ &\quad \pm R_{ky} L_{ki} \cos(\psi); \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$i \in \{1, 2\}, \quad j \in \{1, 2\},$$

որտեղ i ինդեքսով նշանակվում են, համապատասխանաբար, քարշակը և կիսակցորդը, իսկ j ինդեքսով՝ քարշակի և կիսակցորդի հերթական կամրջակը:

Մոդելում ընդունված են հետևյալ նշանակումները. m_i -ն, m_{si} -ն, m_{ui} -ն ավտոգնացքի լրիվ, զսպակավորված և չզսպակավորված զանգվածներն են,

$I_{xsi} - G, I_{ysi} - G, I_{zsi} - G$ -ն՝ x_i, y_i, z_i առանցքների նկատմամբ իներցիայի մոմենտները, $V_{xi} - G, V_{yi} - G, V_{zi} - G$ երկայնական, լայնական և ուղղահայաց ուղղությամբ ծանրության կենտրոնների գծային արագություններն են, $\omega_{xi} - G, \omega_{yi} - G, \omega_{zi} - G$ -ն՝ x_i, y_i, z_i առանցքների նկատմամբ քարշակի և կիսակցորդի անկյունային արագությունները, $R_{xij}^{w,\delta} - G, R_{yij}^{w,\delta} - G, R_{zij}^{w,\delta} - G$ անվաղողի ու հենարանային մակերևույթի կոնտակտում առաջացող հակազդումներն են, R_{kx}, R_{ky}, R_{kz} -ը՝ կցման սարքվածքում հակազդումները, δ -ն դեկավարվող անիվների դարձի անկյունն է, իսկ ψ -ն՝ քարշակի ու կիսակցորդի միջև ծալման անկյունը:

(1) համակարգի դիֆերենցիալ հավասարումների աջ մասում համապատասխան հակազդումների որոշման և քարշակի ու կիսակցորդի կապի հավասարումների տեղադրումից ու ձևափոխություններից հետո, այն ներկայացվում է մատրիցային տեսքով.

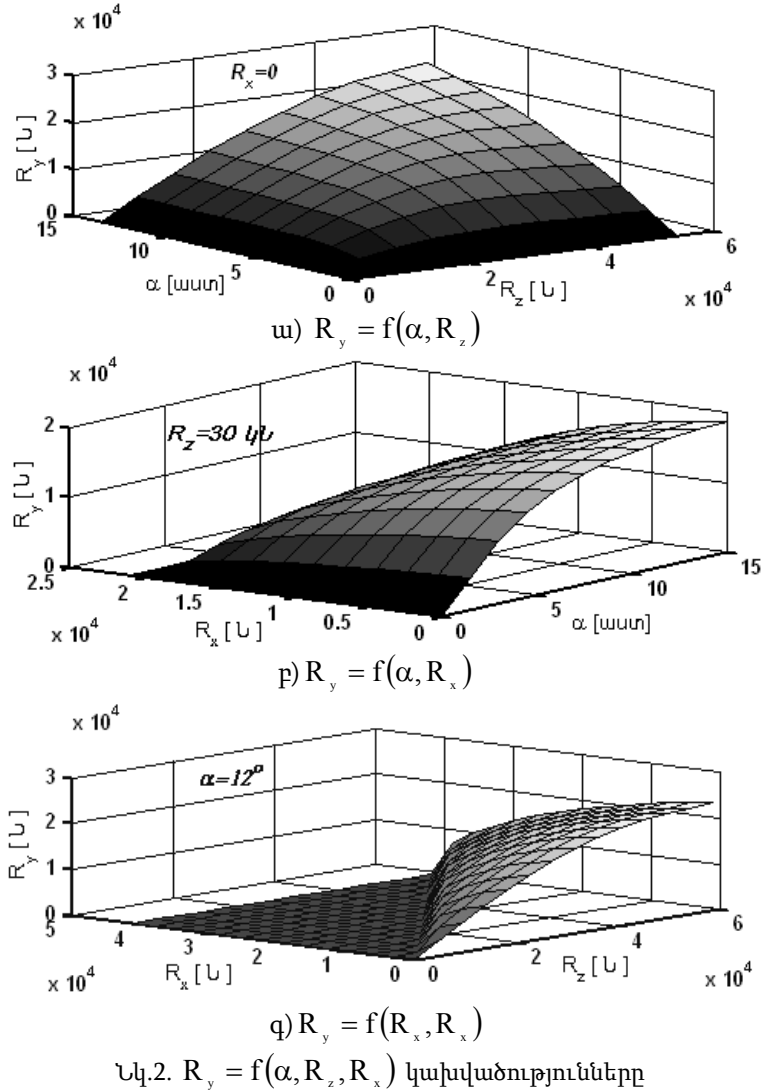
$$\left\{ \dot{X} \right\} = [A] \times \left\{ X \right\} + [B] \times \left\{ U \right\} + [F] \times \left\{ N \right\}, \quad (2)$$

որտեղ $\{X\}$ -ը համակարգը բնութագրող վիճակի վեկտորն է, $\left\{ \dot{X} \right\}$ -ը՝ նրա ածանցյալը, $\{U\}$ -ն ձևավորվում է համակարգի մուտքի ազդանշաններից (δ_i և p_0 ՝ արգելակային համակարգում ճնշման առավելագույն արժեք) և համակարգում առաջացող փոխազդեցություններից ($R_{xij}^{w,\delta}, R_{yij}^{w,\delta}, R_{zij}^{w,\delta}, R_{zsj}^{w,\delta}, R_{kx}, R_{ky}, R_{kz}$): $[A]$ -ն և $[B]$ -ն համապատասխանաբար վիճակի վեկտորի անդամների և $\{U\}$ վեկտորի գործակիցներով ձևավորված մատրիցաներն են, իսկ $[F]$ -ը՝ վիճակի վեկտորի, արտաքին ու ներքին փոխազդեցությունների ոչ գծային համակցությունների $\{N\}$ վեկտորի գործակիցներով ձևավորված մատրիցն է: Ավտոգնացքի ընդհանուր մոդելում նրա անիվների հենարանային մակերևույթի հետ փոխազդեցությունը նկարագրվում է անվային մոդելի միջոցով [3, 4], որի մատրիցային արտահայտությունը հետևյալն է.

$$[I_w] \left\{ \dot{\Omega}_w \right\} = [R_u] \cdot \left\{ R_x \right\} - \left\{ M_w \right\}, \quad (3)$$

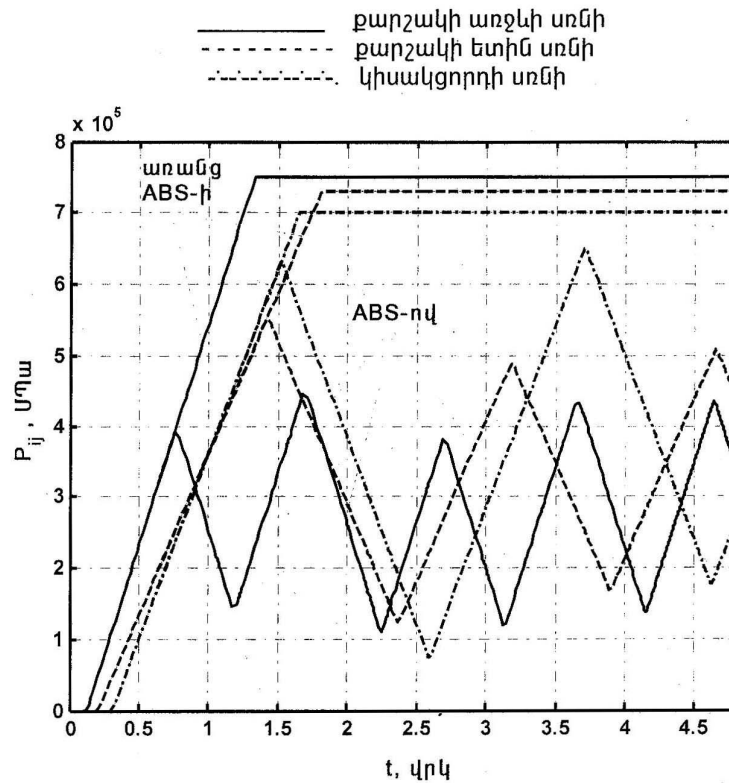
որտեղ $[I_w]$ -ն անիվների պտտման իներցիայի մոմենտներով կազմված մատրիցն է, $\left\{ \dot{\Omega}_w \right\}$ -ն՝ անիվների անկյունային արագացումների վեկտորը, $\{M_w\}$ -ն արգելակային մեխանիզմի կողմից անիվներին առաջարկվող արգելակային մոմենտների վեկտորն է, իսկ $[R_u]$ -ն՝ անիվների գլորման շառավիղներից կազմված մատրիցը: Մոդելը հաշվի է առնում այնպիսի հիմնական գործոններ, ինչպիսիք են անվի երկայնական R_{xij} հակազդման՝ սահքի s գործակցից կախվածության ոչ գծայնությունը, անվի

կողային R_{yij} հակազդման՝ ուղղահայաց R_{zij} բեռնավորումից, կողատարման α_{ij} անկյունից և արգելակային R_{xij} հակազդումից ոչ գծային կախվածությունները [5]: Հենարանային մակերևույթի հետ անվաղողի կոնտակտում առաջացող R_y կողային հակազդման վրա երկայնական R_x և նորմալ R_z հակազդումների և կողատարման α անկյան ոչ գծային փոխազդեցությունները մոտարկվել են համաձայն [5]-ի: Այդ կախվածությունների գրաֆիկական պատկերումը բերված է նկ.2-ում:



Ավտոգնացքի վրա տեղադրված ABS-ի կառավարման նմանակային մոդելը հնարավորություն է տալիս դիտարկել հենարանային մակերևույթի ու անիվների կոնտակտում սահքի գործակցի օպտիմալ արժեքների ապահովման նպատակով անիվների արգելակային խցերում ճնշման կարգավորման տարբեր մոտեցումներ (յուրաքանչյուր անվի կամ կամրջակի համար անհատական):

Նկ.3-ում, որպես օրինակ բերված է առանց ABS-ի և ABS-ով կահավորված ավտոգնացքի սոնիների արգելակային խցերում ճնշման փոփոխության կախվածությունը ժամանակից:

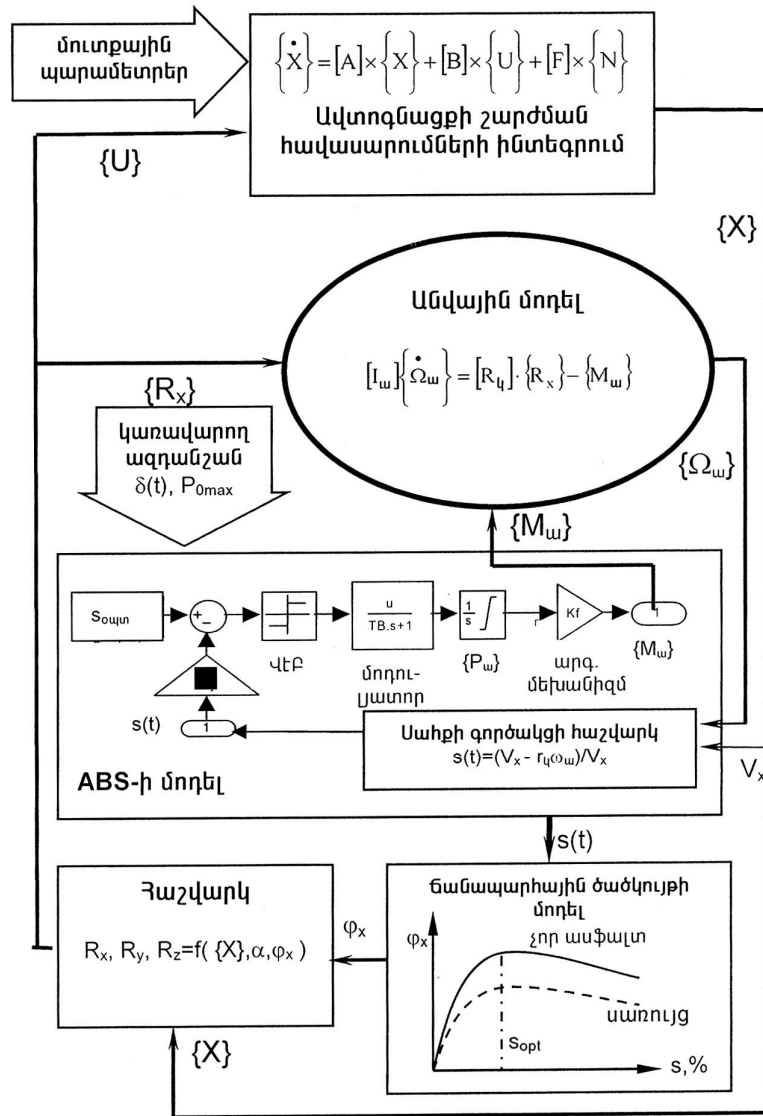


Նկ.3. Առանց ABS-ի և ABS-ով ավտոգնացքի սոնիների արգելակային խցերում ճնշման փոփոխությունները

Նկ.4-ում բերված է ավտոգնացքի արգելակման դինամիկայի ծրագրային մոդելի ընդհանուր ալգորիթմը: Մոդելավորումը կատարվել է $\square$ Matlab 6.5/Simulink 5.0 $\square$ ծրագրային համալիրի միջավայրում:

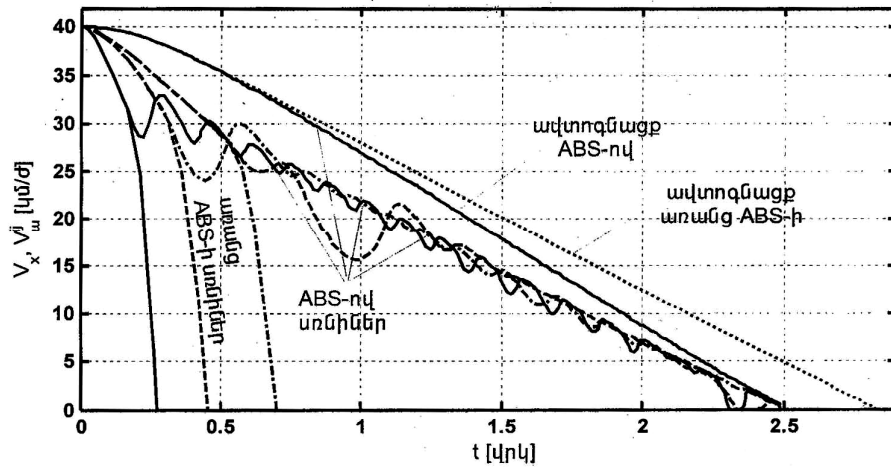
Մշակված նմանակային մոդելը թույլ է տալիս վերլուծել արգելակային տարբեր ռեժիմներում ABS-ի կառավարման հնարավոր տարբեր սխեմաների կիրառման արդյունավետությունը՝ ավտոգնացքի շարժման կայունության ապահովման տեսանկյունից (ABS-ի մոդելը մանրամասն ներկայացված է [6] աշխատանքում), ինչպես նաև դիտարկել հենարանային մակերևույթի ու անիվների կոնտակտում

սահքի գործակցի օպտիմալ արժեքների ապահովման նպատակով անիվների արգելակային խցերում ճնշման կարգավորման տարբեր մոտեցումներ:

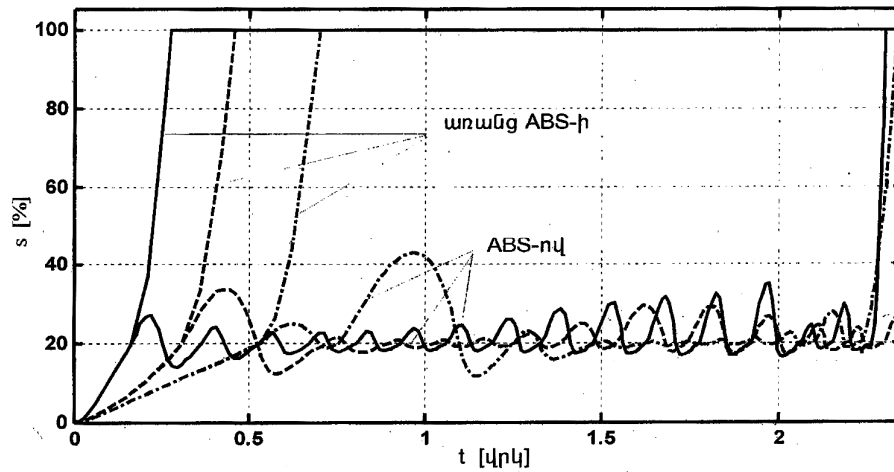


Նկ.4. Ավտոգնացքի արգելակման դինամիկայի ծրագրային մոդելի ընդհանուր ալգորիթմը

Որպես մշակված մոդելի աշխատանքի օրինակ, ստորև բերված են ABS-ով և առանց ABS-ի եռաստնի ավտոգնացքի ու նրա տնիների անիվների զծային արագությունների փոփոխության (նկ.5.ա) և նույն ավտոգնացքի անիվների սահքի գործակցիցների փոփոխության գրաֆիկները (նկ.5 բ):



ա) Եռաստնի ավտոգնացքի ու նրա սողմանների անիվների զծային արագությունների փոփոխությունները



բ) Եռաստնի ավտոգնացքի անիվների սահքի գործակիցների փոփոխությունները

Նկ.5. ABS-ով և առանց ABS-ի ավտոգնացքի արգելակման պրոցեսի մոդելավորման արդյունքներ
 ————— քարշակի առջևի ստնի
 - - - - - քարշակի ետին ստնի
 ······ կիսակցորդի ստնի

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ

1. Highway statistics.-1999, 49th ed. Federal Highway Administration, 2000.
2. **Polkovics L.** Intelligent electronic systems in commercial vehicles // Knorr Bremse Systems for Commercial Vehicles. - 2003. - P. 1-42.
3. **Ղուշյան Ա.Մ.** Արգելակող անվի մաթեմատիկական մոդելը // ՀՊՃՀ տարեկան գիտաժողով: Նյութերի ժողովածու.- Երևան, 2004.- էջ 641-643:
4. **Pacejka H.B. and Sharp R.S.** Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: A review of modelling aspects // Vehicle System Dynamics, 20.- 1991.- P.121-175.
5. **Антонов Д. А.** Теория устойчивости движения многоосных автомобилей.- М.: Машиностроение, 1978. –216 с.
6. **Բուդաղյան Ա.Ս, Քալաշյան Ա.Ռ., Ղուշյան Ա.Մ.** Հակաշրջափակիչ արգելակային համակարգի կառավարման նմանակային մոդելը // ՀՊՃՀ տարեկան գիտաժողով: Նյութերի ժողովածու.- Երևան, 2004.- էջ 644-646:

ՀՊՃՀ: Նյութը ներկայացվել է խմբագրություն 28.02.2005:

А.С. БУДАГЯН, А.М. ГУЩЯН, А.Р. КАЛАШЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ ПУТЕМ КОНТРОЛЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ

Одной из важнейших задач, с которой сталкивается автопромышленность сегодня, является разработка и усовершенствование современных систем активной безопасности, повышающих устойчивость движения тяжелых грузовых автопоездов при торможении. В настоящей работе представлена многомассовая пространственная компьютерная модель автопоезда, позволяющая произвести имитационное моделирование и анализ торможения автопоезда на повороте при различных дорожных условиях. Представленная модель дает возможность определить эффективность торможения и устойчивость автопоезда, а также оценить влияние различных схем установки противоблокировочных тормозных устройств (ABS).

A. S. BUDAGHYAN, A.M. GHUSHCHYAN, A.R. KALASHYAN

STUDY OF THE STABILITY OF ARTICULATED VEHICLE DURING BRAKING BY CONTROLLING BRAKING FORCES

One of the most important problems that face automotive industry today is the development and improvement of state-of-the-art active safety systems, which enhance dynamic stability of heavy-duty articulated vehicles during braking. A multibody three-dimensional simulation model of an articulated vehicle, which permits to simulate and analyze braking process of articulated vehicle during turning in various road conditions is presented. The model makes it possible to determine braking efficiency and lateral stability of articulated vehicle as well as estimate the influence of various modes of antilock braking systems (ABS) installation.