

**КОНСТРУИРАНЕ, ИЗПИТВАНЕ И ВНЕДРЯВАНЕ
НА СЕЛСКОСТОПАНСКА ТЕХНИКА**

**МОДЕЛ НА ДВУОСЕН АВТОМОБИЛ ПРИ СПИРАНЕ
С АНТИБЛОКИРАЩА СИСТЕМА**

БОРИС БОРИСОВ

Технически университет — София

Вграждането на антиблокираща система (АБС) в транспортните средства е свързано, от една страна, с избора на самата система, а от друга — с избора на схемата за вграждане и управление на АБС. За решаване на този проблем е необходимо провеждането на голям обем сравнителни изпитвания, които са времепоглъщащи, скъпоструващи, трудоемки и не на последно място недостатъчно надеждни поради това, че не може да се осигури повторимост на началните условия на изпитване.

В световната практика за провеждане на сравнителни изпитвания се прилага численият експеримент — компютърно симулиране с помощта на математически модели. Наред с по-ниските разходи и лекотата на работа особено изпъква възможността за гарантиране на еднакви условия при провеждане на всички изпитвания и осигуряване на пълна съпоставимост на резултатите.

В специализираната литература се цитират различни математически модели, както и резултати, получени с тяхна помощ. Тези модели не могат да се използват в този вид поради непълното описание и отсъствието на стойности за редица параметри и коефициенти.

Целта на разработката е да се изгради модел на двуосен автомобил за компютърни симулации на процеса на спиране с АБС.

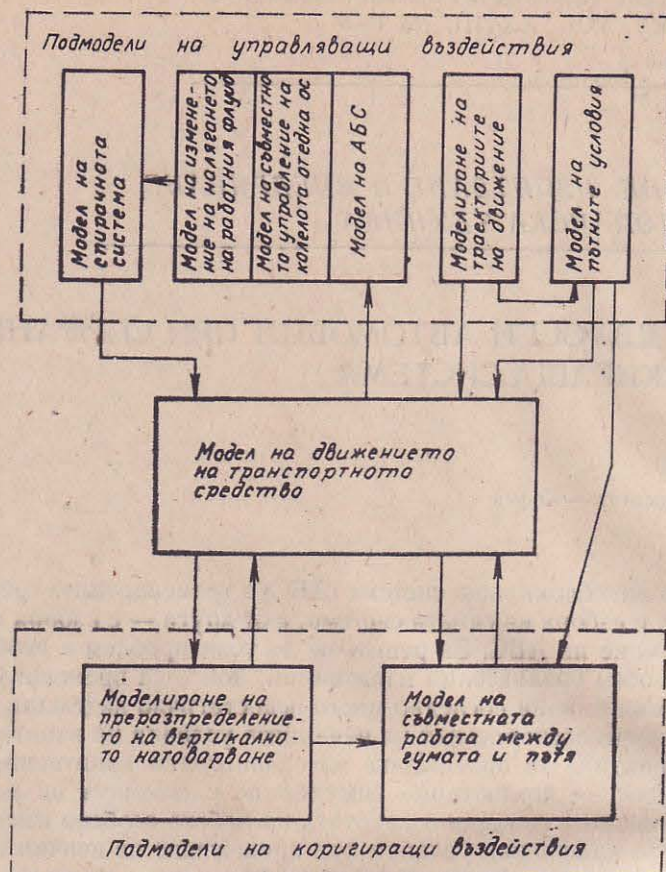
Математическият модел е разработен въз основа на моделите, описани в [1] и [2].

Моделирането на движението на транспортните средства по време на спирането се извършва с помощта на общ динамичен модел. Той се състои от основен модел, описващ движението на транспортната машина и допълнителни модели, които имитират действието на различни възли и системи, допълнителни модули, обслужващи общия модел. Допълнителните модели отчитат преразпределението на вертикалното натоварване вследствие наличието на линейни и ъглови ускорения (закъснения), възникващи в процеса на спиране и на работата, извършвана в контактното петно между гумата и пътя при предаване на възникналите сили и моменти съгласно структурната схема (фиг. 1).

Приети са следните допускания: не се отчитат деформацията на окачването и гумите, разходът на енергоносителя (работния флуид). Спирането се осъществява винаги с максимална интензивност (екстрено спиране) с изключен съединител.

На фиг. 2 а, б е показана изчислителна схема на автобус.

Основният модел включва система диференциални уравнения на равнинното



Фиг. 1. Структурна схема на общия динамичен модел

движение на масовия център на автобуса и на въртенето на колелата. Тази система е нелинейна, от втори ред и има вида

$$\begin{aligned}
 m \cdot (\dot{V}_x - \omega_z V_y) &= -(F_{x1} \cdot \cos \theta_1 + F_{x2} \cdot \cos \theta_2 + F_{x3} + F_{x4} \\
 &\quad + F_{y1} \cdot \sin \theta_1 + F_{y2} \cdot \sin \theta_2) - F_{wx} + F_{Bx}, \\
 m \cdot (\dot{V}_y + \omega_z V_x) &= F_{y1} \cdot \cos \theta_1 + F_{y2} \cdot \cos \theta_2 + F_{y3} + F_{y4} \\
 &\quad - F_{x1} \cdot \sin \theta_1 - F_{x2} \cdot \sin \theta_2 - F_{wy} - F_{By}, \\
 J_z \dot{\omega}_z &= (F_{y1} \cdot \cos \theta_1 + F_{y2} \cdot \cos \theta_2) \cdot l_1 - (F_{y3} + F_{y4}) \cdot l_2 \\
 &\quad + (F_{x1} \cdot \cos \theta_1 - F_{x2} \cdot \cos \theta_2) \cdot (0,5 \cdot b_1 + e) \\
 &\quad + (F_{x3} - F_{x4}) \cdot (0,5 \cdot b_2 + e) - F_{wx} \cdot l_x - F_{wy} \cdot l_y + M_{s1} + M_{s2} + M_{s3} + M_{s4}, \\
 j_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} &= -M_{ci} - F_{zi} \cdot f \cdot R + F_{xi} \cdot R \quad \text{за } i=1,4,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

където m е масата на автобуса;

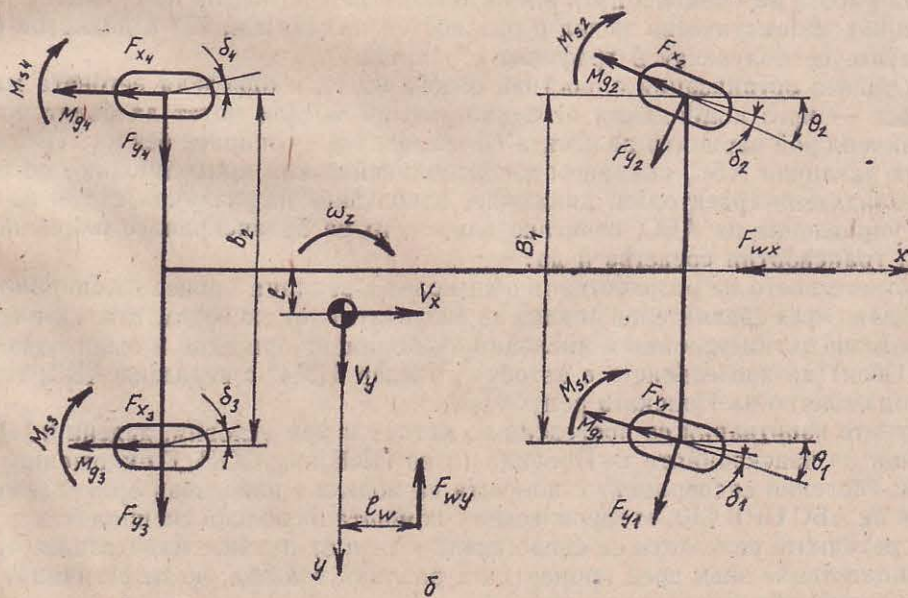
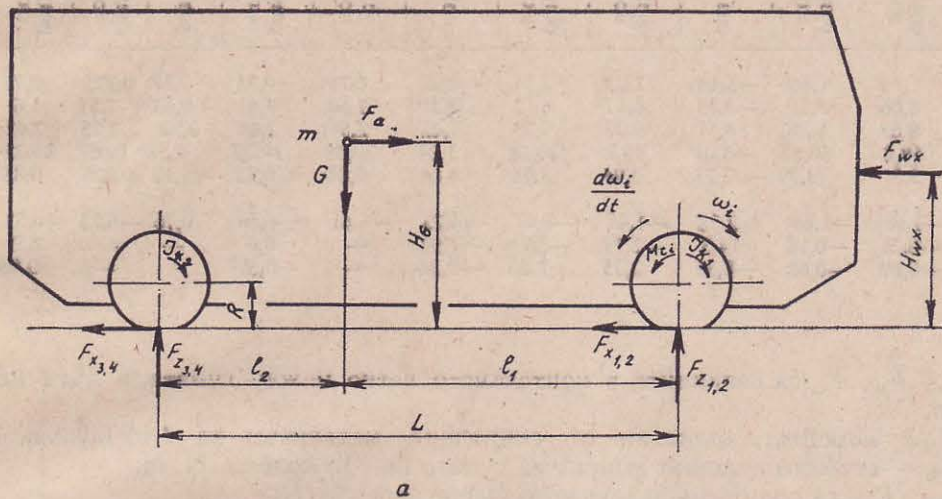
J_z, J_{ki} са масовите инерционни моменти на автобуса спрямо вертикална ос

z , минаваща през масовия му център, и на i -то колело, kg.m^2 ;

$\dot{V}_x, \dot{V}_y, V_x, V_y$ — надлъжните и напречните ускорения и скорости на масовия център на автобуса, $\text{m/s}^2, \text{m/s}$;

$\omega_z, \dot{\omega}_z$ — ъгловите ускорения и скорост на каросерията на автобуса спрямо вертикална ос z , минаваща през масовия му център, $\text{rad/s}^2, \text{rad/s}$;

$\omega_{ki}, \dot{\omega}_{ki}$ — ъгловите ускорения и скорост на i -то колело, $\text{rad/s}^2, \text{rad/s}$;



Фиг. 2. Изчислителна схема на двуосен автомобил

Таблица 1

Резултати от сравнителните изпитвания на автобус „Чавдар 11М4“ с АБС UPB 110

Пара- метър	Покритие с нисък коефициент на сцепление						Покритие с висок коефициент на сцепление					
	АБС — включена			АБС — изключена			АБС — включена			АБС — изключена		
	средна стой- ност от експ.	резултат от модела	разлика %	средна стой- ност от експ.	резултат от модела	разлика, %	средна стой- ност от експ.	резултат от модела	разлика, %	средна стой- ност от експ.	резултат от модела	разлика, %
t_{40} s	1,76	1,86	-5,68	2,23	2,34	-4,93	0,76	0,75	1,31	0,725	0,75	-3,45
t_{20} s	5,06	5,25	-3,75	6,17	6,12	0,81	1,60	1,61	-0,63	1,55	1,6	-3,2
$t_{сп.}$ s	8,65	8,26	4,51	9,97	9,23	7,42	2,54	2,44	3,94	2,55	2,42	5,1
$S_{сп.}$ m	58,8	60,57	-3,01	71,7	70,38	1,84	20,65	19,29	6,58	19,67	19,23	2,24
τ , s	3,3	3,39	-2,73	3,94	3,78	4,06	0,84	0,85	-1,19	0,825	0,85	-3,03
$a_{сп.}$ m/s ²	-1,68	-1,64	2,38	-1,41	-1,47	-4,25	-6,61	-6,56	0,76	-6,73	-6,53	2,97
Y , m	-0,21	-0,18	14,3	-2,73	-2,81	-2,93	—	0,0	—	—	0,0	—
α^0	-0,60	-0,65	-8,33	2,35	2,57	-9,36	—	-0,09	—	—	-0,08	—

F_{xi} , F_{yi} , F_{zi} са реакциите в контактното петно между гумата и пътя на i -то колело, N;

M_{ci} е моментът, създаван от спирачния механизъм на i -то колело, N, m;

M_{si} — стабилизиращият момент на гумата на i -то колело, N, m;

F_{wx} , F_{wy} са силите от въздушното съпротивление, N;

F_{bx} , F_{by} — силите от наклона на опорната повърхнина, N;

$\theta_{1,2}$ — ъглите на отклонение на двете управляеми колела;

f е коефициентът на съпротивление от търкаляне.

За правилната работа на общия модел от съществено значение е моделът на съвместната работа на гумата и пътя в контактното петно (модела на гумата) [1].

Общият математически модел е разработен на „Fortran 77“ в диалогов режим. Резултатите се получават в графична страница.

Избраната организация опростява общия модел и определя неговата многовариантност — чрез комбинация от допълнителни модели могат да бъдат получени неограничен брой варианти на обекта на изследване — спиране без и с АБС, използване на различни АБС, спиране при праволинейно или криволинейно, по предварително зададени траектории, движение, използване на различни схеми на вграждане и управление на АБС, отчитане влиянието на балансираните окачвания при триосни транспортни средства и др.

Съответствието на разработения общ модел с реалния процес на спиране с АБС е изследвано чрез сравнителен анализ на резултатите от експерименталните изпитвания в реални пътни условия и числения експеримент при едни и същи начални условия. Обект на изследването е автобус „Чавдар 11М4“ с вградена АБС, тип UPB 110, производство на Полската република.

Пътните изпитвания са проведени по методи и при условия, дадени в [4], съответстващи на изискванията на Правила 13 на ИКЕ към ООН, Приложение 13.

При числения експеримент с помощта на модела е използван оригиналният алгоритъм на АБС UPB 110, възпроизведен с помощта на полски специалисти.

Теоретичните резултати са съпоставени с тези от пътните изпитвания [4] (табл. 1). Отрицателният знак пред процентната разлика показва, че теоретичният резултат е по-голям от експерименталния.

Целесъобразно е сравнителният анализ да бъде проведен както по измерените показатели на спирачната ефективност и устойчивостта, така и качествено по записите на преходните процеси.

Основният показател на процеса на спиране — времето за намаляване на скоростта от 40 до 20 km/h, показва много добро съответствие, като по-големи са отклоненията му при спиране без АБС—3,0 и 4,0%, докато при спиране с АБС те са 1,2 и 2,7%.

Приблизително по същия начин се отнасят и разликите в стойностите на средно-постоянното спирачно закъснение — съответно 4,2 и 3,0% при спиране без АБС и 2,4 и 0,8% — с АБС.

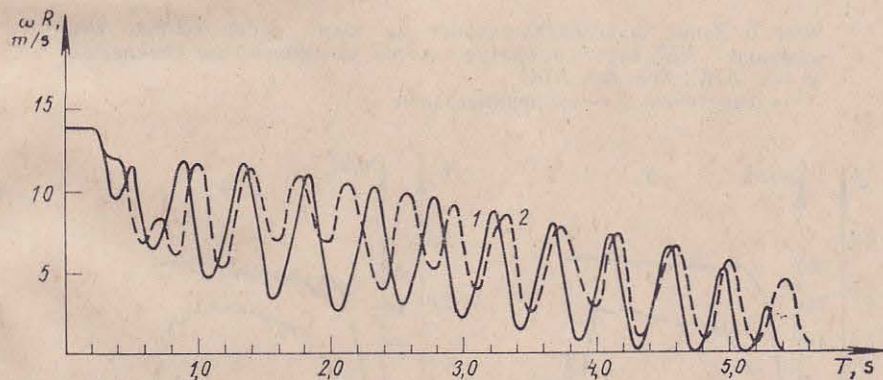
Времето за намаляване на скоростта до 40 km/h — t_{40} и до 20 km/h — t_{20} се изменя в по-широки граници — от 1,3% при спиране върху пътнo покритие с висок коефициент на сцепление с АБС до 5,7% при нисък коефициент с АБС и 4,9 и 3,5% без АБС. Основна причина за по-големите разлики е нееднаквата начална скорост на спиране при експеримента, независимо че е контролирана с електронния блок на петото колело.

Времето за спиране $t_{сп}$ показва още по-големи разлики — съответно 4,5 и 3,9% при спиране с АБС и 7,4 и 5,1% — без АБС. Тези разлики се дължат, от една страна, на различната начална скорост и, от друга, на факта, че след окончателното спиране на автобуса трептенията на каросерията се отчитат като импулси от електронния блок. Този процес много добре се вижда на записите на линейното закъснение, представени в [4].

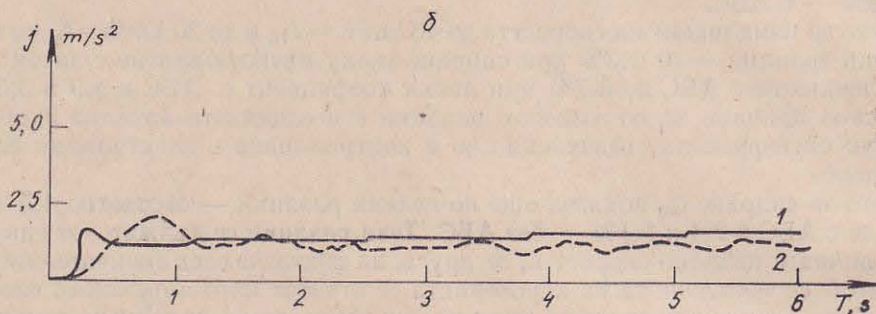
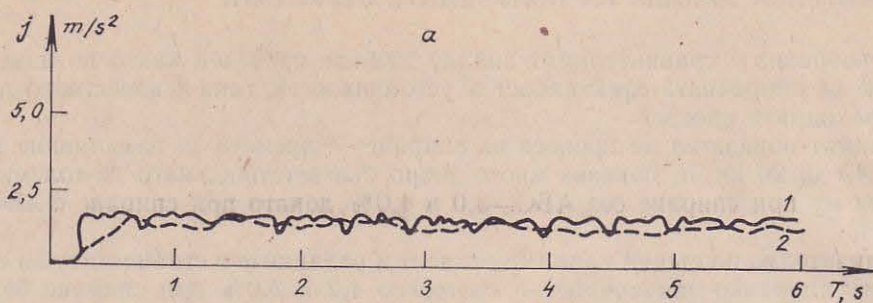
Последният показател на ефективността — спирачния път $s_{сп}$, показва много добро съответствие — от 1,8 до 3,0%, като единствено при спиране с АБС върху пътнo покритие с висок коефициент на сцепление разликата достига 6,58%. Тази разлика би могла да се дължи на систематична грешка, неотчетена при обработка на резултатите.

Измерванията на показателите на устойчивостта — максимално линейно Y и ъглово α отклонение на автобуса от направлението на движение, са осъществени ръчно с рулетка, поради което стойности са получени само за спиранията върху пътнo покритие с нисък коефициент на сцепление. Това заедно с по-малкия брой успешни опити е предпоставка за по-големите разлики, които при ъгловото отклонение са съответно 8,3 и 9,4%, докато при линейното те са 14,3 и 2,9%.

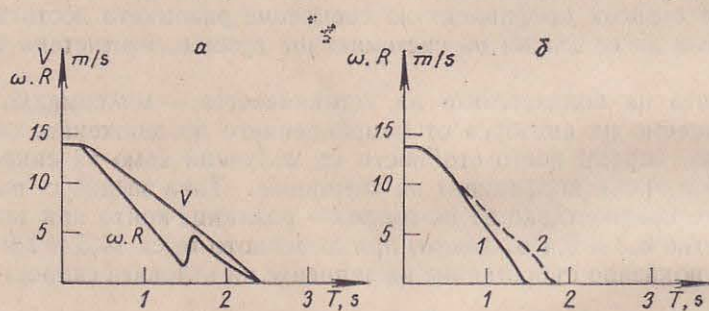
На фиг. 3 е показано съпоставяне на записите на ъгловата скорост на задно дясно



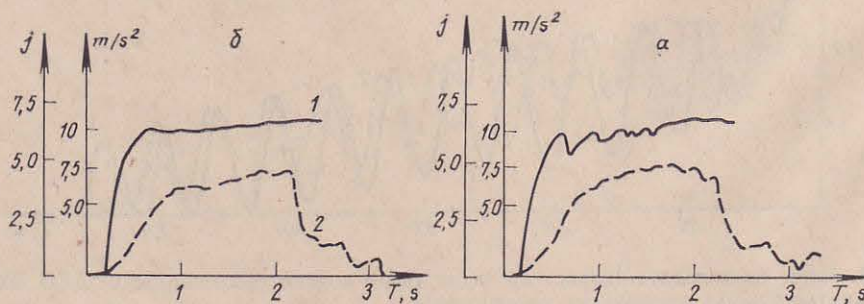
Фиг. 3. Запис на ъгловата скорост на задно дясно колело при спиране с АБС върху покритие с нисък коефициент на сцепление
1 — теоретичен; 2 — експериментален



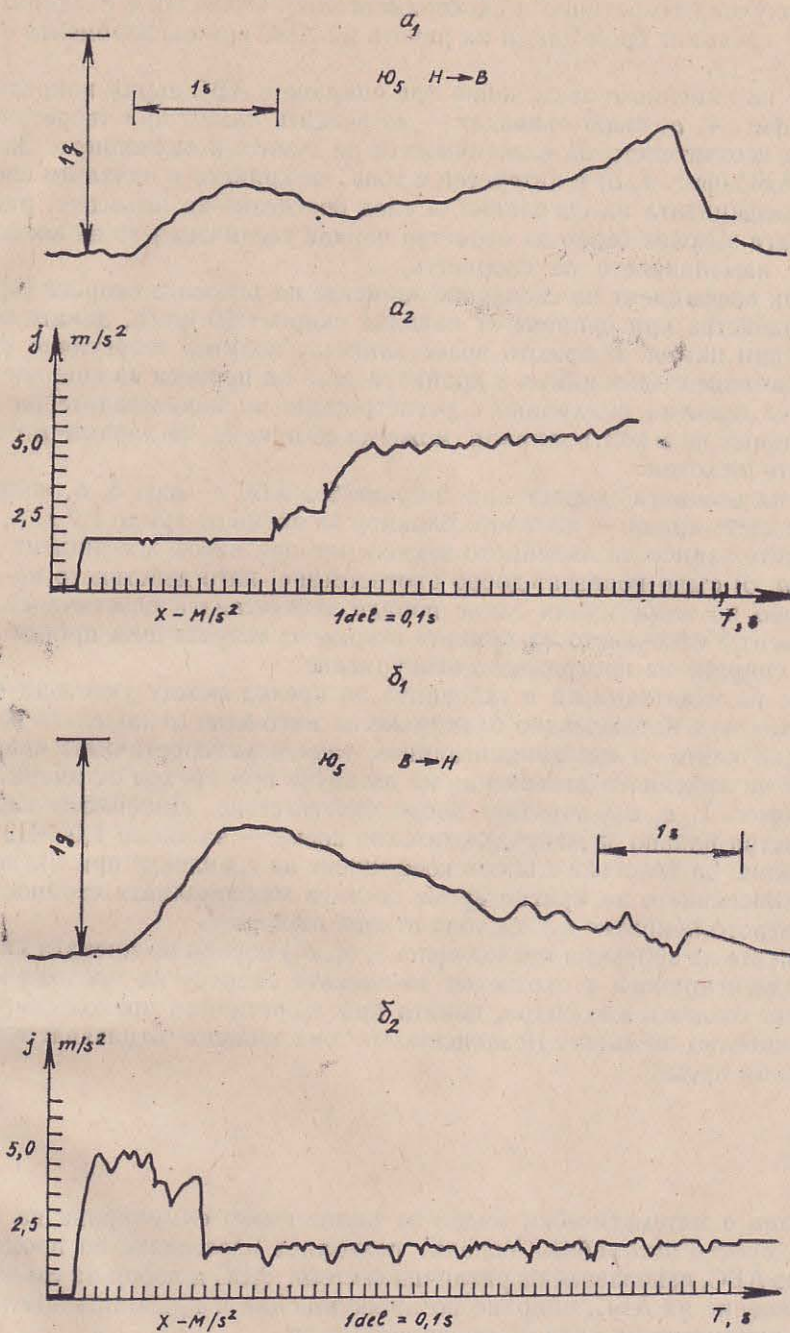
Фиг. 4. Запис на линейното забавяне на автобуса при спиране върху покритие с нисък коефициент на сцепление: а) с АБС; б) без АБС
1 — теоретичен; 2 — експериментален



Фиг. 5. Запис на ъгловата скорост на задно дясно колело при спиране с АБС върху покритие с висок коефициент на сцепление: а — с АБС; б — без АБС
1 — теоретичен, 2 — експериментален



Фиг. 6. Запис на линейното забавяне на автобуса при спиране върху покритие с висок коефициент на сцепление: а — с АБС; б — без АБС
1 — теоретичен; 2 — експериментален



Фиг. 7. Запис на линейното закъснение на автобуса при спиране с АБС в условията на преход между участъци с различно покритие a_1, b_1 — експериментален; a_2, b_2 — теоретичен

но колело на автобуса при спиране върху пътнo покритие с нисък коефициент на сцепление, получени теоретично и експериментално. Очевиден е сходният характер на кривите — средният брой цикли на работа на АБС при експеримента е около 13, а при модела — 12.

Записите на линейното закъснение при спиране с АБС върху покритие с нисък коефициент (фиг. 4, а) също съвпадат — по-резките линии при теоретичния запис се дължат на неотчитането на еластичността на гумите и окачването. Записът при спиране без АБС (фиг. 4, б) е интересен с това, че кривата в началото следва изменението на коефициента на сцепление, а след достигане на плъзгане, равно на 1,0 (100%), кривата започва бавно да нараства поради увеличаването на коефициента на сцепление от намаляването на скоростта.

При висок коефициент на сцепление записите на ъгловата скорост [4] показват, че АБС не задейства при спиране от начална скорост 50 km/h, докато от 60 km/h задейства с един цикъл. В същото време записът, получен теоретично (фиг. 5, а), показва задействане с един цикъл в крайната фаза на процеса на спиране. Тъй като записите не са правени синхронно с регистриране на показателите на спиране и началната скорост не е контролирана, може да се приеме, че характерът на изменение на кривите е сходен.

Записът на ъгловата скорост при спиране без АБС — фиг. 5, б, показва добро съвпадане на двете криви — колелото блокира за време от 1,5 до 1,7 s.

Съответните записи на линейното закъснение при висок коефициент на сцепление (фиг. 6, а, б) също показват добро съответствие, като действието на АБС е по-силно изразено на теоретичния запис поради неотчетената еластичност. Друг характерен момент е отсичането на кривите в края на теоретичния процес поради автоматичното спиране на програмното осигуряване.

По време на изпитванията в условията на преход между участъци с различно пътнo покритие не е наблюдавано блокиране на нито едно от колелата на автобуса. Това е валидно както за експерименталните, така и за теоретичните изпитвания.

Записите на линейното закъснение на автобуса при преход от нисък към висок коефициент (фиг. 7, а₁, а₂) показват добро съответствие. Линейното закъснение в прехода нараства плавно за непродължително време — за около 1,0—1,2 s. Поради малката дължина на участъка с висок коефициент на сцепление при експерименталния запис закъснението за кратко време достига максималната стойност, съответстваща на пътното покритие и след това отново намалява.

При записите на обратния преход (фиг. 7, б₁, б₂) поради по-ниската начална скорост от регламентираната и съответно по-ниската скорост на прехода малко след него автобусът окончателно спира, докато при теоретичния преход спирането продължава значително по-дълго. Независимо от това записите отразяват точно характера на реалния процес.

ИЗВОДИ

Разработен е математически модел за компютърно симулиране на процеса на спиране на двусосен автомобил. Моделът позволява изследване на процеса на спиране с и без АБС, използване на различни системи АБС и избор на схеми за вграждане и управление на АБС, спиране по праволинейна и криволинейна траектория, отчитане на влиянието на вида на окачването и др.

Разработеният математически модел позволява да се получат резултати, които съответстват на реално измерените с необходима за практиката точност.

Полученото съответствие между теоретичния и реалния процес доказва косвено правилния избор на модела на гумата (на съвместната работа на гумата и пътя в контактното петно).

ЛИТЕРАТУРА

1. Борисов, Б., И. Димитров, С. Димитров — Модел на спирано автомобилно колело в процеса на блокиране, НТК с международно участие ТИАТ '90, Шумен, 1990.
2. Дворник, К., И. Грабовски — Двufункционално антиблокиращо устройство за пневматични спирачни системи. Научна сесия ВМЕИ „Ленин“, '89, С., 1989.
3. Димитров, С., Б. Борисов — Математическая модель для исследования устойчивости движения многозвенного автопоезда.
4. Димитров, С., Б. Борисов, Н. Иванов, А. Мънков — Селскостопанска техника, 1990, № 3.

МОДЕЛЬ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ С ТОРМОЖЕНИЕМ ПРОТИВОБЛОКИРУЮЩЕЙ СИСТЕМОЙ

Б. БОРИСОВ

Технически университет — София

Резюме

Разработана математическая модель двухосного автомобиля для компьютерного моделирования процесса торможения противоблокирующей системой.

Соответствие разработанной общей модели реальному процессу торможения исследовано путем сравнительного анализа результатов экспериментальных испытаний в реальных дорожных условиях и числового эксперимента при одинаковых начальных условиях на объекте автобуса „Чавдар 11 М4“ с встроенной противоблокирующей системой типа UPB 110 польского производства.

Анализ результатов показывает, что разработанная математическая модель позволяет определять показатели процесса торможения с необходимой для практики точностью.

A MODEL OF A BIAXIAL AUTOMOBILE WITH AN ANTI-BLOCK SYSTEM

E. BORISOV

Technical University — Sofia

Summary

A mathematical model of a biaxial automobile for computer simulation of the process of braking by an anti-block system was developed.

The compliance of the developed general model with the actual process of braking was studied by means of a comparative analysis of the results of experimental tests carried out in real travelling conditions and by a numeric experiment with the same initial conditions, on a "Chavdar 11M4" bus having a built-in anti-block system of the type UPB 110, of Polish manufacture.

The results' analysis showed that the developed mathematical model makes it possible to define the characteristics of the braking process with the accuracy as required in real life conditions.