

Autóbusz futóművének dinamikai modellezése

KOKREHEL CSABA

PhD hallgató,
BME Gépjárművek Tanszék

DR. NÉMETH HUBA

Egyetemi docens,
BME Gépjárművek Tanszék

Ezen cikk egy autóbusz dinamikai viselkedésével foglalkozik, annak síkbeli szimulációs modelljén keresztül. A szimuláció elsődleges célja a futóművekre ható terhelések vizsgálata, illetve a szimulációval való nyomon követésük létjogosultságának eldöntése. A modell épp ezért nem csak a jármű hossz- és függőleges irányú mozgásait képes kezelni, de a futóművek járműtesthez viszonyított hosszirányú mozgását is. A szimuláció validálását a RÁBA Futómű Fejlesztési Intézet által a közelmúltban elvégzett többhetes mérés tette lehetővé. Ennek során a BKV Zrt. Ikarus 435T buszán végeztek futómű-terhelésvizsgálatot.

The article deals with the dynamic behavior of a solo and an articulated vehicle through a two-dimensional simulation model. The primary objectives of the simulation are studying the loads acting to the suspensions, and the legitimacy of tracking with simulation to decide. Therefore the model is not only able to track the vehicle longitudinal, and vertical movements, but the axle longitudinal movement relative to the vehicle body is handled as well. The validation of the simulation is made possible by the measurements carried out by the RABA Chassis Development Institute, where a BKV Ikarus 435T bus was tested.

BEVEZETÉS

A tervezési folyamat során az egyik legnagyobb figyelmet igénylő munka a dinamikus terhelésre igénybe vett alkatrészek méretének meghatározása, és azok élettartam-szilárdságra történő méretezése, illetve ellenőrzése. Az ellenőrzéshez legkézenfekvőbb az adott alkatrész üzemszerű terhelés közbeni mérése, terhelésvizsgálata.

Számos területen azonban nem mindig lehetséges a mérést egyszerűen kivitelezni, illetve nem minden jellemző mérhető. Ilyen például a futóművek terhelésének felvétele, amihez bonyolult mérőrendszer, többhetes előkészületi és felszerelési idő kell, továbbá jármű sem áll mindig rendelkezésre. Egy járműfutómű teljes terhelésének felvételével azonban jó alapot kaphatunk a kifáradásra történő méretezéshez. Egy ilyen terhelés lefutásának megfelelő kiértékelése alkalmas bemenetként szolgálhat a különböző szilárdsági végelemes alkalmazások megoldóinak.

A mérési kényszer kiküszöbölésére kezdtük el fejleszteni az alább bemutatott járműmodellt. Ennek megfelelő felépítése és validációja lehetőséget kínál a további futóművizsgálatokhoz és tervezéshez, mivel előre jelezhetőek bizonyos nehezen mérhető

Tömeg (olaj nélkül):	806 kg
Teljes áttétel:	11,26
Differenciálmű-áttétel	3 529
Oldalhajtás áttétele	3,19
Kerekek száma	4 db
Kerék tömege: (275/70 R22.5)	100 kg
Futómű teljes tömege (feltöltve)	1230 kg

2. táblázat: ZF AV-131/90 típusú futómű jellemzői

igénybevételek. Egy megfelelő pontosságú modell mind jelentős anyagi, mind időbeni megtakarítást jelent.

A későbbi, pontos szimulációkhoz természetesen ismernünk kell – bizonyos pontossággal – az üzemi viszonyokat. Közösségi járművek esetében ilyen üzemi viszonyok pl.: a bejárt vonal menti utasterhelés-eloszlás; megálló, kötelező piros lámpák közötti távolság, illetve az útprofil minősége. Ezek ismerete nélkül a modell csak az út emelkedéséből, illetve lassulás és gyorsításkor bekövetkező átterhelődésekből képes számolni. Az útgerjesztés, a keresztirányú mozgás kezelése, alternatív hajtáslánc vizsgálatára is alkalmas eszközök implementálása további kutatást igényel. Távolati terveink között szerepel ugyanis különböző járműhajtási módok modellalapú vizsgálata is. A modell ezzel együtt alkot majd egy komplex járműdinamikai vizsgálatokra alkalmas eszközt.

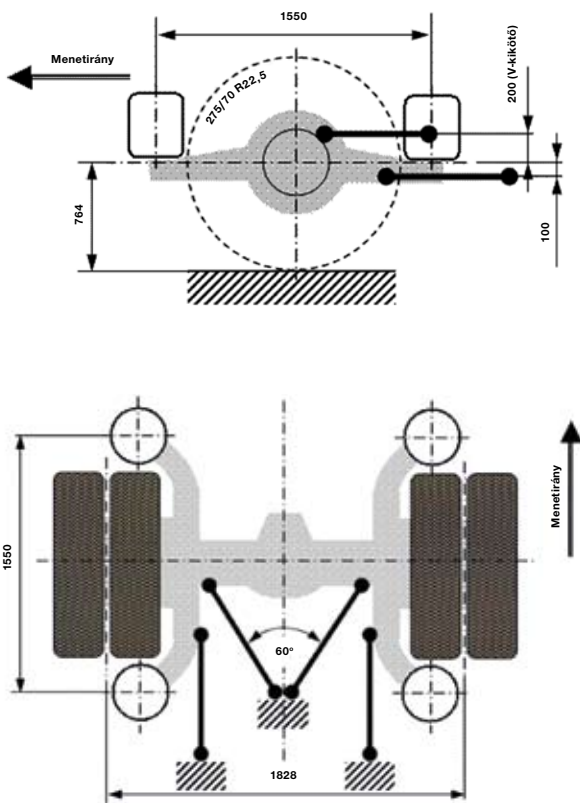
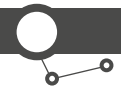
A továbbiakban szemléltetett modell validációját az útprofil ismerete nélkül végeztük, ezért a futóműre ható függőleges erőhatások a várttól némileg eltérnek. A modell síkbeli, tehát az erőhatásokat az egyes irányok menti eredőként tudja kezelni. A fejlesztés további fázisaiban alkalmassá tesszük a jármű keresztirányú, illetve a futómű egyéb parazitamozgásainak figyelembevételére is. A modellt MATLAB/Simulink környezetben került implementálásra.

JÁRMŰBEMUTATÁS

A modell alapjául szolgáló jármű egy a BKV Zrt. tulajdonában lévő Ikarus 435T trolibusz, mely a 304-es vonalon fut. Magaspadlós, középmotoros, B tengelyén hajtott kivitel. A jármű fontosabb műszaki adatait az **1. táblázat** tartalmazza.

H/SZ/M:	17850/2500/2915 MM
Szállítható személyek száma: (ü+á)	60+110 db
Menetkész saját tömeg	15 000 kg
Hasznos tömeg	13 000 kg
Névleges tengelyterhelések: A/B/C	6500/10 000/11 000 kg
Tengelytáv: A-B	5570 mm
Tengelytáv: B-C	6110 mm
Nyomtáv	1828 mm
Legkisebb fordulókör sugara	11,75 m
Motortípus	Alstom 4 ELA 1662
Névleges sebesség	50 km/h
Névleges vontatási teljesítmény	149 kW
Hajtott futómű: (B tengely)	ZF AV-131/90
Gumiabroncs mérete:	Michelin 275/70 R22.5

1. táblázat: IK 435T jármű jellemzői

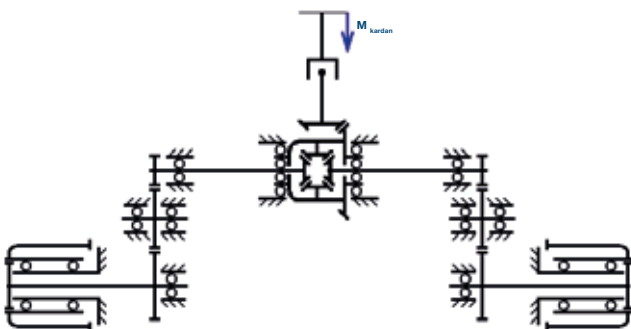


1. ábra: a hajtott híd beépítési környezete és egyszerűsített rajza (Forrás: RÁBA Futómű Kft.)

A járműves mérés során rögzítésre kerültek: a jármű mindenkori koordinátái (megtett út), aktuális tengerszint feletti magasság, kardántengely-nyomaték, kardántengely-fordulatszám, oldalankénti kerékfordulatszám, légrugónyomások és a futómű kikötőrudaiban ébredő erők a mért hídon. Logikai jelként rögzítésre kerültek továbbá azok az időintervallumok, melyekben a járművezető az egyes fékeket használja. Ebből kiderül, hogy szinte a teljes lassulás fázisában csak a villamos fék aktív, míg a mechanikus fékműködtetés kb. 5 km/h sebességnél lép életbe. A mechanikus fék működéséről azonban nem állt rendelkezésre rögzített információ, ezért a validáció során az 5 km/h sebesség alá való lassítási szakaszokat nem használtuk.

FUTÓMŰ BEMUTATÁSA

Az IK435T buszok B tengelye a ZF AV-131/90 típusjelzésű futómű. A hajtáshoz szükséges 11,26-os áttételt két fokozat valósítja

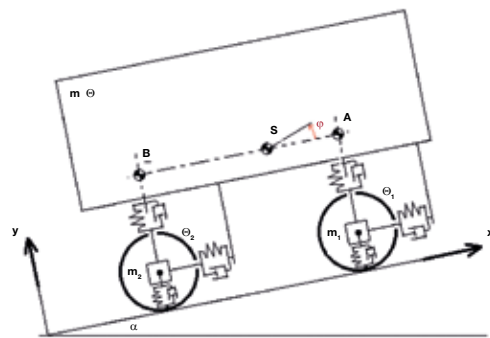


2. ábra: hajtáslánc kinematikai modellje

meg. A kúpkerek-differenciálmű tányérkerék áttétele 3,529, míg az oldalhajtásé 3.19. Az oldalhajtásban oldalanként két szabadon futó fogaskerékkel tették lehetővé a differenciálmű tengelyének a kerek forgástengelyétől való lesüllyesztését, ezzel az alacsonyabb hasmagasság kialakíthatóságát. A futómű fontosabb adatait a **2. táblázat** tartalmazza.

A futómű beépítési környezete és egyszerűsített rajza az **1. ábrán** látható.

A szimulációban a tengelyhez kapcsolódó hatáslánc és a karosszériáról és úttest gerjesztéseiből átadódó külső terhelések kerültek modellezésre. A híd külső terheléseit a hajtónyomaték, a kikötőrudak, illetve légrugónyomásból számítható erők jelentik. Az egyes kikötőrudakban ébredő erőt nyúlásmérő bélyeggel mérték, míg a légrugóerőt első közelítésben annak statikus karakterisztikájának segítségével számíthatjuk a nyomásokból. A hajtásláncot terhelő nyomaték mérése kizárólag a kardántengelybe épített nyomatékérzékelővel volt lehetséges, a bemenő fordulatszám viszont a differenciálmű kúpfogaskerekének fordulatszáma. Mindezt azért lényeges leszögeznünk, mert a vételi pont között található egy kardáncsukló, melynek torzító hatása közismert. Tény viszont, hogy az adott járműben a beépítési környezet olyan, hogy a kardántengely közel párhuzamos a differenciálmű behajtótengelyével. A kardáncsukló torzító hatásának figyelembevételéhez azonban ismernünk kellene a futómű mindenkori helyzetét a karosszériához viszonyítva. Egy csukló szögsebesség-átvitelének pontos összefüggését bonyolult trigonometrikus függvény írja le, mely a szimulációs modellben további nemlinearitást jelentene. Ezzel jelentősen összetettebbé válna a modell. A fenti okok miatt úgy vesszük, mintha a bemenő nyomatékot és fordulatszámot azonosan a kúpkereken mértük volna. A híd hajtásláncát a **2. ábra** szemlélteti egyszerűsített formában:



3. ábra: szóló jármű dinamikai modellje

SZIMULÁCIÓS MODELL

A teljes modell két alrendszerből áll. Az egyik a jármű menedynamikai folyamatait kezeli, a másik a hajtásláncot modellezi. A szimuláció fejlesztése során párhuzamosan került sor egy szóló és egy csuklós autóbussznak megfelelő modell kiépítésére. Így azonos bemenő adatok esetén mérlegelhetővé válik a két modell közötti különbség a futóműterhelések szempontjából. Ez annyit jelent, hogy egy ugyancsak létező, szóló jármű paramétereit felhasználva, a csuklós járművel megegyező tömegű buszban is megvizsgálhatjuk a futóművet.

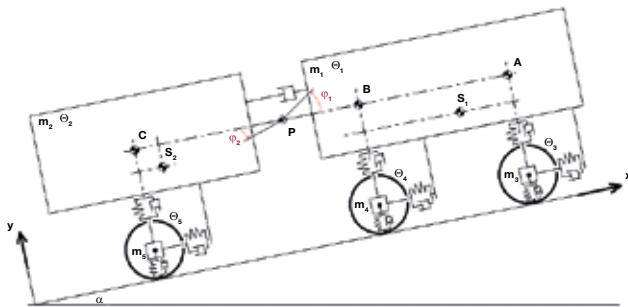
A szóló busz általánosított járműdinamikai modelljét a **3. ábra**, míg a csuklós busz modelljét a **4. ábra** szemlélteti. A szóló jármű részletes modelljében találunk egy haladó-forgó tömeget (karosszéria), két haladó (futóművek) és két forgó mozgást végző tömeget (kerek, és a nem hajtott forgó egységek tehetetlensége a

futóműben). A mérlegelési térfogatok száma tehát: öt [1]. A teljes modell szabadságfoka 9. A modell egyes szabadságfokok szerinti mozgásegyenleteit célszerűen a súlypontra írjuk fel.

A csuklós busz modellje a szólóhoz képest kiegészült egy további karosszéria- és egy futóműegységgel. Mivel a két karosszériaelem között idealizált merev csuklós kapcsolat van, ezért a két elem hossz- és függőleges irányú mozgása csatolódik. Ezért a rendszer szabadságfokainak száma:

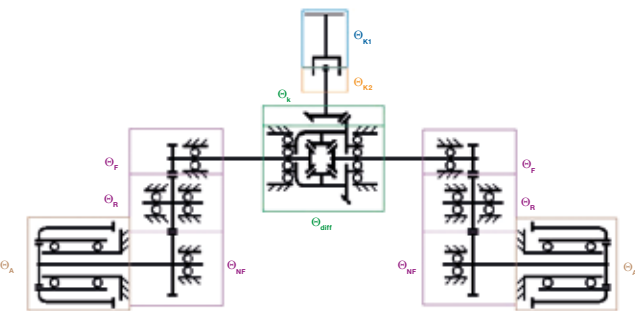
$$DOF_{CS} = (5 \cdot 3) - 2 = 13$$

Ebben az esetben a mozgásegyenleteket a csuklópontra célszerű felírni, mert így nem maradnak ismeretlen erők az egyenletben. A két karosszériaelem között egy további csillapító került definiálásra. Eredendően ez a csillapító a keresztirányú kigyózást hivatott csökkenteni, azonban a csuklóponttól vett függőleges távolsága miatt a két karosszériaelem bólintását is csillapítja.



4. ábra: csuklós jármű dinamikai modellje

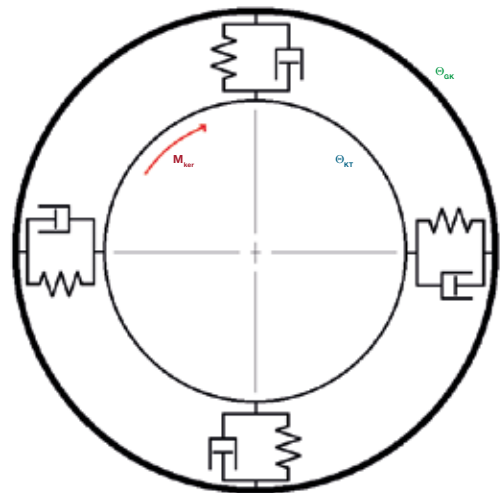
Mindkét járműmodellben azonos elem a hajtáslánc [2]. Ennek dinamikai modelljét a 2. ábra alapján állíthatjuk össze. Egyes forgó tömegek között lineáris torziós rugót és csillapítást, mások között merev áttételt feltételezünk. Utóbbiak a hajtás hatásfokának és módosításának figyelembevételével összehasonlíthatók. A dinamikai modellben szereplő tömegek elkülönítését az 5. ábra szemlélteti, az előbb jelzett összehasonlítást az azonos szín jelzi.



5. ábra: hajtáslánc tehetetlenségeinek meghatározása. Az ábrán még külön jelöltük a kétoldali tehetetlenségeket, a modellben ezeket összevonva egy értéként tüntettük fel, azonos jelöléssel. (Forrás: Protruck Kft.)

A hajtáslánc utolsó elemének, a kéréknek dinamikai modelljét a 6. ábra ismerteti. A keréktárcsa és gumibroncs között rugalmas sugárirányú és torziós kapcsolatot tételezünk fel.

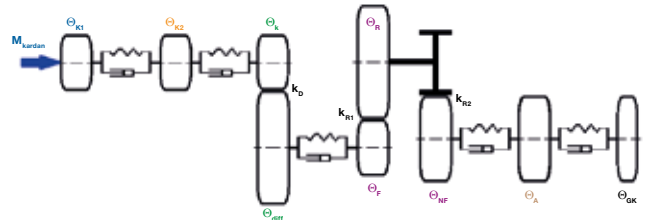
A kerékmodellben a vastag körgyűrű jelenti a gumibroncs kerületre redukált tehetetlenségét, a keréktárcsa pedig (θ_{KT}) a továbbiakban a kerékagy tehetetlenségével kerül összevonásra. A keréktárcsa tehetetlensége ily módon a hajtáslánc, míg a



6. ábra: kerék dinamikai modellje: keréktárcsa és gumiköpeny

gumibroncs tehetetlensége a járműmodell paramétere lesz. A két alrendszer közötti csatolást a hajtásláncból a járműmodell irányába a keréknyomaték, míg ellentétes irányban a gumibroncs fordulatszámát végzi.

A két részmodell összevonva képezi a teljes hajtáslánc dinamikai modelljét (7. ábra). A pontos modell érdekében figyelembe vettük az egyes csapágycsúrlódó nyomatékát és a fogaskerék-átvitel határfokát.

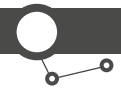


7. ábra: hajtáslánc dinamikai modellje

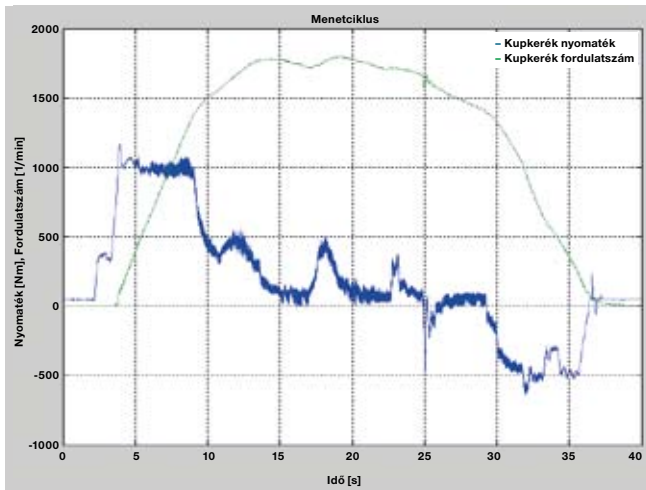
Az egyes tehetetlenségek:

- θ_{KI} : kardántengely és fél kardáncsukló
- θ_{KZ} : fél kardáncsukló és fél kúpkerék
- θ_k : fél kúpkerék
- θ_{diff} : differenciálmű és féltengely
- θ_F : féltengely és a két behajtó fogaskerék
- θ_R : áthajtó fogaskerekek az oldalhajtóműben
- θ_{NF} : kétoldali kihajtó fogaskerék
- θ_A : kerékagyak, fékdobok, keréktárcsák
- θ_{GK} : gumibroncsok tehetetlensége
- k_D : differenciálmű módosítása
- k_{R1} : oldalhajtás első fokozatának módosítása
- k_{R2} : oldalhajtás második fokozatának módosítása

A szimuláció során a járművet v_0 kezdősebességgel indítjuk. A karosszéria helyzete olyan, mintha az egész járművet felemeltük volna egy h_0 kezdeti magasságra, ahol a futómű rugói és a gumibroncsok is tehermentesülnek, de a kerekek még épp érintkeznek a talajjal. Erre azért van szükség, hogy a továbbiakban kezelni tudjuk a gravitációs erőteret hatását. A szimuláció első pár másodpercét tehát arra szánjuk, hogy beálljon a valóságnak megfelelő leterhelt helyzetbe.



Mindazért, hogy a karosszéria függőleges irányú lengései ne befolyásolják a lényegi szimulációt, a lengés lecsillapodásáig hagyjuk szabadon futni a járművet. A **8. ábrán** látható a bemenő nyomaték mint modellbemenet és a kúpkerek fordulatszáma. Ennek során kellően változik a modell gerjesztése ahhoz, hogy értékelni tudjuk a rendszer viselkedését. A jármű sebessége a fordulatszámhoz hasonló lefutású, azzal közelítőleg arányos jelként képezhető.

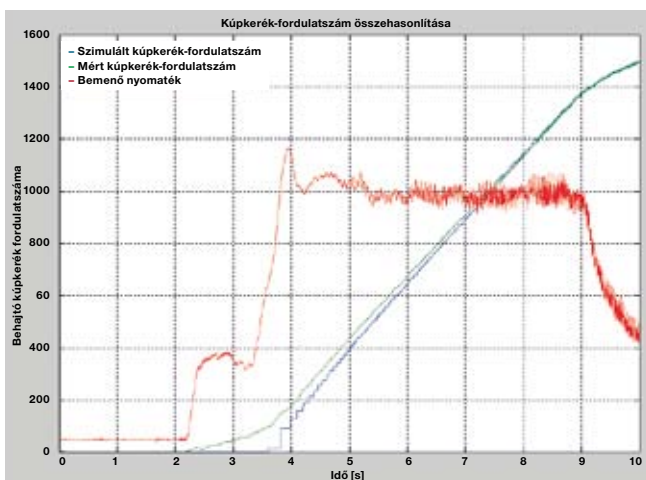


8. ábra: vizsgált menetciklus

A gumiabroncs és az útfelület közötti erőkapcsolati tényező modellezésére a Hans B. Pacejka által kidolgozott formulát használtuk [3].

A modell legtöbb paramétere pontosan ismert fizikai vagy geometriai mennyiség. Azonban számos olyan adat van, melynek értékére nincs szakirodalmi utalás, vagy nincs róla mérési eredmény. Ezért a modellépítés során a következő egyszerűsítéseket feltételeztük:

1. A gumiabroncs radiális merevségét az elmozdulással arányosnak vesszük. Némi elméleti megfontolással a merevségi karakterisztikának két jól behatárolható pontja van: az egyik a kirugózott állapotot jelöli, ahol a gumiabroncs nem visz át radiális irányú erőt. A másik helyzet a defektnek megfelelő, mikor a gumi felütözködik a keréktárcsán. Ilyenkor kvázi végtelen nagyságú erőt közvetít. A gumiabroncs merevsége az



9. ábra: kúpkerek-fordulatszám összehasonlítás

elmozdulás függvényében tehát progresszív, annak pontos meghatározására további mérések szükségesek.

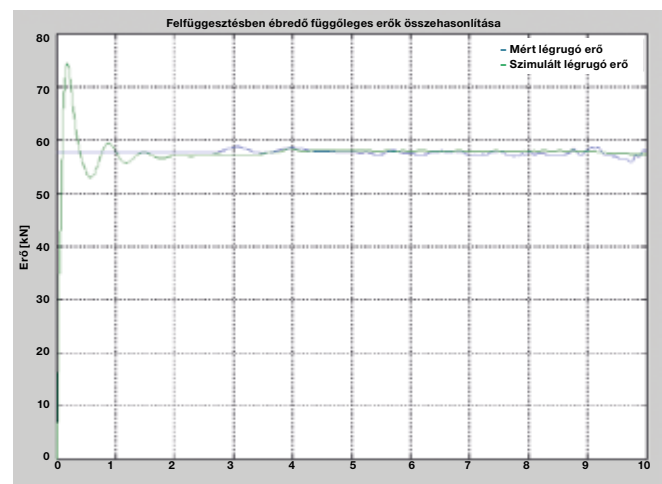
2. A kikötőrudak esetében szintén egyszerűsítéssel élünk. Azokat általánosan rugalmas, lineáris karakterisztikával látjuk el, ám valós jellegük sokkal inkább hasonlít egy gumibak és hozzá kapcsolt merev fémrúd-karakterisztikájának szuperpozíciójához.
3. Leginkább ismeretlen tényező a légrugó, és az előbb említett gumiabroncs és kikötőrúd csillapítások. Ezek mindegyikét lineárisnak feltételezzük.
4. A szimulációnak nem képezte bemenetét az út egyenetlenségeiből adódó gerjesztés.
5. A valós jármű mindenkor függőleges helyzetét szintszabályzó felügyeli. Ennek hatását a modell nem vette figyelembe.

SZIMULÁCIÓS EREDMÉNYEK ÉS MODELL VALIDÁCIÓ

A két modell eredményeinek elemzésekor kiderült, hogy azok nagyon hasonlóan viselkednek adott bemenetre. Ezért a szőlő és csuklós busz szimulációs eredményeinek értékelésekor az áttekinthetőség végett csak a szőlő busz eredményeit mutatjuk be.

A **9. ábra** egy tíz másodperc időtartam alatt lejátszódó gyorsítási szakaszt szemléltet. Összehasonlítva a mért és szimulált kúpkerek-fordulatszámokat látható, hogy a modell jó egyezést mutat.

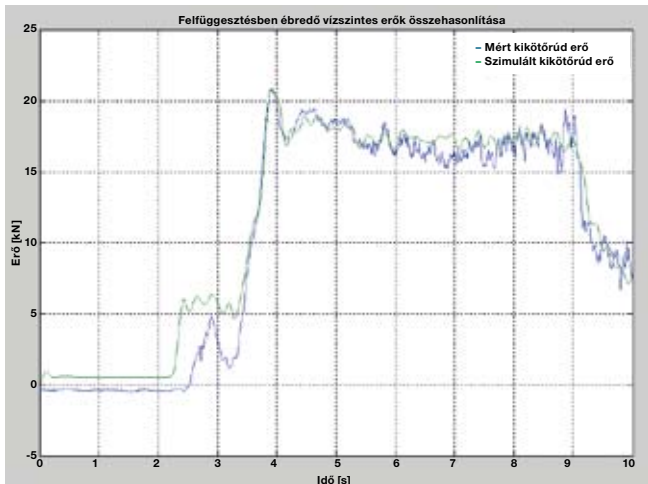
A **10. ábrán** a légrugók nyomásából adódó erő látható. A kezdeti tranziens a fent leírt nyugalmi helyzet megtalálása előtti időtartam. Az eredő légrugóerő a mértnek megfelelő középvértékre áll be, azonban a dinamikus terhelésváltozásokat az előbb említett gerjesztések hiányában nem képes követni. Jól látszik, hogy a 4-től 9 másodpercig tartó aktív gyorsítási szakaszban az átterhelődésnek köszönhetően csekély mértékben megnő a rugóerő.



10. ábra: légrugóerő-összehasonlítás

A **11. ábra** a kikötőrúderőket hasonlítja össze. Elmondhatjuk, hogy a modell jellegre és mértékileg is követi a mérést. Bizonyos pontokban azonban jól látszik az útgerjesztés hiánya.

Valamivel a 7. másodperc előtt kisebb jellegbeli eltérés mutatkozik, ami azzal magyarázható, hogy a kerék felfutott egy úthibára, ami a kikötőrudak terhelését egy pillanatra csökkentette. Nehezebbnek tűnik értékelni a kezdeti nyomatéklepcső szakaszát. Ha összehasonlítjuk a **9. és 11. ábrákat** látható, hogy a szimulációban a kikötőrudakban ébredő erő az elvárásoknak megfelelően viselkedik. Növekvő nyomatékre növekvő rúderővel válaszol. A méréssel történő összevetés azonban jelentős különbséget mutat.



11. ábra: futómű-kikötőrudakban ébredő eredő erő

Itt feltételezhető, hogy a kerék egy mélyedésben állt indulásnál, aminek leküzdése produkálta az ábra szerinti terheléslefutást. Ez megmagyarázná a kezdeti fordulatszám eltérését is.

KÖVETKEZTETÉSEK ÉS KITEKINTÉS

Általánosan elmondható, hogy a modell járműdinamika része jellegre jól követi a méréseket. A fordulatszámgörbék meredeksége között tapasztalható némi eltérés. A későbbiekben alkalmassá tehető különböző hajtáslánc típusok közötti különbségek

vizsgálatára. Külön a hajtáslánc viselkedésére nincs ellenőrzési lehetőség, de annak jelenlegi pontossága megfelelő a járműmodell viselkedésének értékeléséhez. A modell még korántsem mondható véglegesnek, jelentős fejlesztések rejlenek benne. Mindenekelőtt a fentebb leírt közelítések helyett egzakt jelleggörbék alkalmazásával javítható a modell valósághűsége. Az útprofil pontos felvétele és gerjesztő hatása a járműkerékre máig nem megoldott probléma. Ennek pontos kikutatásával jelentősen nőne az ehhez hasonló modellek értéke. További kiegészítés tehető a hajtásláncban az alkatrészek közötti hézag modellbe építésével. Ennek jelenléte ugyan nemlinearitást okoz, de a teljesség igényéhez hozzátartozik.

Azt kell mondjuk, hogy a kikötőrudakra vonatkozó szimulációs rész még a fent leírt durva egyszerűsítésekkel együtt is elvárásokon felül közelíti a valóságot. Ezzel együtt elmondható, hogy bár nem a szóló jármű kikötőrúd-terhelései kerültek mérésre, a modell finomításával alkalmasnak mondható különböző busztípusok futómű terheléseinek megítélésére. A téma ezek szerint helytálló kutatási terület és igazi kiaknázatlan kincseshánya, mert pontosításához további területek kutatása és mérések sokasága szükséges.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

Köszönet illeti a RÁBA Futómű Fejlesztési Intézet munkatársait a készséges támogatásért, mellyel munkámat segítették. A jármű hajtásláncmodellje nem jöhetett volna létre a Protruck Kft. szakemberei nélkül, akik idejüket nem sajnálva álltak rendelkezésünkre, ezzel hozzájárulva a cikk megírásához. Köszönetünket fejezzük ki érte! ●

IRODALOM

- [1] K. M. Hagos, I. T. Cameron: Process Modelling and Model Analysis, Academic press (2001).
- [2] Trencsényi, B., Németh, H. Integrated powertrain modelling to enhance comfort of heavy duty vehicles, Proceedings of the 22nd JUMV Science and Motor Vehicles Conference (2009).
- [3] Hans B. Pacejka: Tyre and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann Ltd; 2nd Revised edition edition (8 Dec 2005).