

Aktív futóművek alkalmazási lehetőségei kerékagymotoros közúti járművekben

OTDK dolgozat



Szerzők: Erdős Gergely

Farkas Ádám

Konzulensek: Czmerk András

Kádár Lehel

Budapest, 2014

1 Tartalom

1	Tartalom	2
2	Absztrakt	4
2.1	Abstract in English	5
3	Bevezető	7
3.1	Előzmények, motiváció	7
3.2	Dolgozat témájának, fogalmi keretének bemutatása, indokoltsága.....	7
4	Létező aktív felfüggesztés megoldások bemutatása.....	10
4.1	Hidraulikus rendszerek	10
4.1.1	Mercedes ABC (Active Body Control) rendszer	11
4.1.2	BMW Dynamic Drive rendszer.....	12
4.1.3	CDC (Continuous Damping Control) rendszerek	13
4.1.4	Citroën HydrActive hidropneumatikus rendszer.....	14
4.1.5	GINAF Dakar versenykamion hidropneumatikus rendszere	15
4.2	Pneumatikus rendszerek	16
4.2.1	Lérugós szintszabályozás	17
4.2.2	Mitsubishi Galant szemi-aktív rendszere	18
4.2.3	Haszonjárművek lérugózása.....	19
4.3	Villamos rendszerek	20
4.3.1	A Lexus aktív stabilizátora.....	21
4.3.2	A Michelin Active Wheel és hasonló megoldások	22
4.3.3	Csőmotoros rendszerek, a BOSE Active Suspension és hasonló megoldások ..	24
4.4	Magneto-reológiai rendszerek	26
4.4.1	Audi MagneticRide rendszer.....	26
5	Analitikus negyedjármű modell aktív felfüggesztésekhez.....	28
5.1	Kerékagymotor dinamikai hatásainak vizsgálata	29
6	Szabályozó tervezése.....	33

6.1	Szabályozási lehetőségek	33
6.2	LQR szabályozó	34
6.2.1	A tervezés	34
6.2.2	Állapotmegfigyelő alkalmazása	35
6.3	DFF szabályozó	37
7	Szimulációk az AMESim rendszerrel	38
7.1	Negyedjármű-modell szimulációja.....	39
7.1.1	Elrendezés	39
7.1.2	Paraméterek meghatározása	40
7.1.3	Szabályozó konfigurációja	41
7.1.4	Szimulációk eredménye	41
7.2	Mitsubishi i-MiEV járműmodell	50
7.2.1	Paraméterek.....	50
7.3	Teljes járműmodellen végzett szimulációk	53
7.3.1	Rövid tesztkör	53
8	Értékelés, következtetések, további kutatási lehetőségek	56
9	Forrásjegyzék	58

A címlapon található logó forrása: infohub.sk

2 Absztrakt

A napjainkban fokozódó jelentőséggel bíró villamos autók esetén a „hagyományos”, belsőégésű motorral hajtott járművekhez képest nagyobb szabadsága lehet a tervezőnek a hajtás elemeinek elhelyezésében. Egy lehetséges elrendezés a motor kerékagyba integrálása, ami magasabb hatásfokot és könnyebb szabályozhatóságot eredményez. A „torque vectoring” módszer alapján a modern hajtásszabályozásnak köszönhetően lehetőség van a hajtónyomaték kerekenként való szabályozására is, ami menetdinamikai előnyöket jelent. Ennek az elrendezésnek viszont sokszor említett hátránya a magasabb rugózatlan tömeg, ami kényelmi és menetdinamikai, szélsőséges esetben biztonsági problémákat jelenthet. Ebben a témakörben több cikk is született a közelmúltban.

Dolgozatunkban a fent említett káros hatások kiküszöbölésének, csökkentésének egy lehetséges módját vizsgáljuk, az aktív futóművek, aktív rugózás használatát. Aktív illetve főleg szemi-aktív futómű jelenleg néhány, jellemzően felső kategóriás piaci forgalomban kapható járműben megtalálható, illetve kísérleti járművekben napjainkban is folynak kutatások.

Az kidolgozás folyamán sorra vesszük ezeket a különböző elveken működő, aktív és szemi-aktív futómű-rendszereket konkrét megvalósítások példáin bemutatva. Összevetjük a különböző megoldások előnyeit, hátrányait, és megvizsgáljuk, hogy melyik megvalósítás felelhet meg a leginkább jelen feladat igényeinek.

A kerékagymotor miatt megnövekedett rugózatlan tömeg hatásait egy analitikus módszerekkel felállított, az aktív futóművek igényeinek megfelelően módosított negyedjármű-modellen vizsgáljuk. A modell alapján azonosítjuk és vizsgáljuk az eltéréseket a hagyományos hajtású referenciajárműhöz képest.

Az előző lépésben azonosított eltérések közül a kritikus problémák kompenzálására szabályozót tervezünk. A különböző szabályozási lehetőségek számbavétele után egy LQR (Linear Quadratic Regulator) szabályozó tervezése mellett döntünk, aminek folyamatát bemutatjuk a dolgozatban. Ennél a szabályozónál a különböző súlyozási paraméterek megadásával sokrétű lehetőség van finomhangolásra, és a paramétereknek megfelelő optimális szabályozás tervezhető.

A tervezett szabályozás hatását a SIEMENS LMS Imagine.Lab részlegének AMESim rendszerében létrehozott járműmodellen teszteljük, és mutatjuk be. A negyedjármű-modellen

végzett szimuláció alapján láthatjuk, hogy a szabályozás képes elérni a kívánt hatást. A teljes járműmodell (15 DoF) szimulációi viszont megmutatják a negyedjármű-modell alapján tervezett szabályozó hiányosságait. Ezek alapján a jövőben bővebb mechanikai modellre van szükség, és a probléma komplexitása indokolja fejlett szimulációs környezet (pl. AMESim) használatát.

2.1 Abstract in English

Electric vehicles have more and more important role nowadays. In these vehicles constructors have much more possibilities in placing the drivetrain components. A possible configuration is to integrate the electric motor into the wheel hub. It results in higher efficiency, and better controlling possibilities. It can also result in better handling assuming the use of torque vectoring control. It means that we separately control the torque of each wheel-motor using up-to-date power electronics. This configuration has an often recalled disadvantage: it causes higher unsprung mass, which results in the reduction of ride comfort and the dynamic capabilities of the vehicle, creating safety issues in extreme conditions. Some articles has recently been published in this topic.

In our research, we focus on a possible solution to reduce these phenomena: by using active suspension systems, active damping. Active – or more likely semi-active – suspension systems are built into high end production cars nowadays, and there are some recent concept cars using this technology as well.

In our paper we showcase some of the actual solutions. These systems are based on a wide range of working principles, including hydraulic, pneumatic and electric solutions. We evaluate them by listing the advantages and disadvantages of the different designs, focusing on the special requirements of the hub-wheel vehicles.

We examine the effect of the increased unsprung mass by an analytic quarter-car model. This model is modified to meet the specific needs of the active suspensions. We identify the deviations from the dynamic behaviour of a „standard” reference vehicle.

We design a special controller to compensate these deviations, focusing on the more severe ones. After considering the different control possibilities, we decided to design an LQR (Linear Quadratic Regulator) controller. We document the design process step-by-step. There are a lot of possibilities to tune this controller by setting different parameters.

We simulate the effect of our controller using the vehicle dynamics simulation capabilities of the AMESim simulation environment. We prove the functionality of the controller by a quarter-car model. We also run some simulations with a more advanced full-car model (15 DoF), where some weak points of the quarter-car based controller are found. Because of these weak points we find it necessary to develop a full-car model based controller as a future research possibility. The complexity of the topic clearly demonstrates the need for an advanced simulation platform, like the AMESim software, for the next steps.

3 Bevezető

3.1 Előzmények, motiváció

Jelen dolgozat szerzői a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem egy hallgatói csoportjának, a bmemotion csapatnak a tagjai. Ebben a minőségben célunk egy kerékgymotoros Formula Student versenyautó tervezése és építése. Az autóhoz házon belül került kifejlesztésre maga a kerékgymotor (a villamos és gépészeti tervezést is ideértve), valamint a hajtáselektronika is.

Az eddigi eredmények alapján elképzelhetőnek tartjuk a hajtási koncepció közúti járművekben, nagy szériában való alkalmazását, melynek napjainkban döntően két kihívással kell szembenéznie. Közismert, hogy az egyik hátráltató tényező, mely az összes villamos járművet érinti, az akkumulátorok korlátolt kapacitása, azonban ez nem gépészeti jellegű problémákat vet fel. A dolgozatunkban egy másik, specifikusabban a kerékgymotoros járművekre jellemző témát, a nagyobb rugózatlan tömeg problémakörét mutatjuk be, az alap kutatások elvégzésével erre kísérünk meg egy lehetséges megoldást adni.

A dolgozatban kiemelt célunk a probléma és az általunk javasolt megoldás elméleti hátterének megismerése és bemutatása. Ezen belül hangsúlyos részt kap a kerékgymotor nagyobb tömege miatt megváltozó dinamikai viselkedés vizsgálata, a már létező (elsősorban hagyományos hajtású járművekbe épített) aktív felfüggesztések bemutatása, és az ilyen rendszerek szabályozásának módszere.

3.2 Dolgozat témájának, fogalmi keretének bemutatása, indokoltsága

Az autóiiparban napjainkban a véges kőolajforrások valamint környezetvédelmi megfontolások miatt előtérbe kerülnek az energiatakarékos technológiák, alternatív hajtásmódok. Az elmúlt évszázadban uralkodó belsőégésű motorral hajtott járművek mellett bekerültek a kínálatba a – sokak által köztes megoldásnak gondolt – hibrid járművek, illetve ismét komoly fejlesztés alatt állnak a tisztán villamos hajtású járművek. A villamos hajtás elemeinek elhelyezésére több lehetséges megoldás is elképzelhető. A belsőégésű motoroknál megszokott, differenciálműveket és féltengelyeket alkalmazó elrendezés mellett nem számít új ötletnek a villamos motorok kerékagyba helyezése sem. 1884-ben kelt szabadalmi bejegyzésekben is fellelhető a kerékgymotor ötlete, valamint az 1899-es Lohne Porsche járműből, ami ezt a koncepciót használta, 300 darabot értékesítettek is. A megoldásnak napjainkban a fő előnye, hogy – a fejlett villamos hajtásszabályozásnak köszönhetően –

kerekenként lehet szabályozni a leadott nyomatékot, ami megfelelő szabályozási algoritmussal párosítva a járműdinamika szempontjából kedvező. Előny még, hogy a járművön belül a többi rendszer elhelyezésében nagyobb a tervezők szabadsága, így például akár teljesen sík padlójú járművet is építhetnek. A fő hátrálynak pedig a szokásosnál nagyobb rugózatlan tömeg tekinthető. [2], [14]

A dolgozatban később bővebben is kifejtjük a nagyobb rugózatlan tömeg következményeit. Lehetséges következményként említjük meg a futómű-komponensekben ébredő nagyobb erőket, a változó sajátfrekvenciát, illetve a nagyítási tényezők esetleges megváltozását. A járműdinamikai és komfortot érintő hatásokról több tanulmány is született az elmúlt években, ezek az irodalomjegyzékben szerepelnek, és a későbbiekben fogunk rájuk hivatkozni. Ezek vagy analitikus úton vizsgálják a jelenséget [3], vagy egy belső égésű motorral hajtott jármű kerékagyára illetve felniére szerelt plusz súlyokkal [2], [4] szimulálták az agymotor hatását objektív illetve szubjektív szempontok szerint. [1], [2], [3], [4], [5]

A fenti hátrányok kiküszöbölése biztonságosabbá és kényelmesebbé teheti a jövőben kifejlesztendő, ilyen hajtásrendszert használó autókat, így ez fontos célja lehet a fejlesztéseknek. Léteznek megoldások, amikkel kézben próbálják tartani a rugózatlan tömeget, ilyen például a [15] jelű forrásban bemutatott szabadalom. Ennek a lényege, hogy a felfüggesztéselemeket a keréken belül helyezik el, így a hajtáselemek egy részét is tudják rugózott tömegként rögzíteni rugózatlan helyett. Jelen dolgozatban azonban nem a rugózatlan tömeg csökkentésére kívánunk fókuszálni, hanem más módon, aktív felfüggesztések használatával próbálunk megoldást keresni a problémára.

A dolgozatban vázolt megoldáshoz hasonlóan, aktív felfüggesztést és kerékagymotoros hajtást ötvöz a Michelin Active Wheel és a Siemens eCorner (valamint a korábban említett [15] forrásban leírt szabadalom) fejlesztése. A Michelin megoldása prototípus szinten már létezik is. Ezeknek a koncepcióknak a lényege, hogy a hajtás és felfüggesztés rendszert a jármű többi részétől külön lehessen kezelni, így a felfüggesztés is a keréken belül kapott helyet, ezáltal megkötve a tervezők kezét. A [14] forrásban található szabadalomban leírt, „autonóm, moduláris kerék-összeállítás” ezt a koncepciót még tovább viszi. A kerekek önállóan kormányozhatóak 150 fokban, a hajtás, és a felfüggesztés függőleges irányú mozgása is függetlenül elektronikusan szabályozható. Jól jellemzi ezeket a leírásban használt „kerék robot” kifejezés. Ezeknél azonban vélhetőleg kevésbé alakíthatók ki az [1] forrásban részletesen leírt összetett geometriai viszonyok. Továbbá az [1] és [5] források említik, hogy a

jelenlegi jogi környezetben nem engedélyezett a tisztán „steer-by-wire” kormányzás, azaz valamilyen mechanikai kapcsolatnak lenni kell a kormánykerék és a kerekek között, ez pedig a teljesen különálló kerék-moduloknál nem megoldott. Ugyanezen okból kétségesnek mondható a szükségfutási képesség, ennek a problémának a kiküszöbölése (redundáns rendszer kiépítése) pedig bonyolultabbá tehetné ezeket a megoldásokat. Továbbá egy autógyártónak nem feltétlenül elsődleges szempont, hogy a hajtás- és futómű-elemeket teljesen külön modulként lehessen megvalósítani. Ezen megfontolások miatt a dolgozatban egy hagyományosabb futómű-geometriából indulunk ki. Ennek a geometriai alapjait az **I. mellékletben** mutatjuk be. [9], [10], [11], [12], [14]

Dolgozatunkban az akkumulátorok jelenlegi fejlettségi szintje jelentette korlátok miatt – ami a villamos járművek széleskörű elterjedésének jelenleg legkomolyabb műszaki korlátja – továbbá gazdasági szempontok figyelembe vételével egy kisméretű, városi autó az elsődleges célpont. Ezek az autók már akár a napjainkban elérhető akkumulátorokkal is teljes értékű kiváltói lehetnek belső égésű motorral hajtott társaiknak a megtett kis távolságok és relatíve alacsony (pl. 60 km/h) jellemző sebesség mellett. Városban a regeneratív féküzem is komoly előnyt jelenthet. Természetesen a Tesla sikereit látva és a távolabbi jövőt szemlélve a felsőbb kategóriákban is fontos lehet ez a technológia, azonban a dolgozatunkban bemutatandó módszerek néhány kisebb változtatással ezekben az esetekben is használhatóak, az itt kimondott megállapítások érvényesek maradnak. A magasabb sebesség esetén viszont még fontosabb a megfelelő futómű. Itt elképzelhető, hogy az aktív rugózáson túl a futómű más paramétereit is aktívan befolyásolni kell, ami újabb kutatási területet jelent.

A szimulációk elvégzéséhez a Bond-gráfon alapuló szimulációt alkalmazó AMESim rendszert használjuk, ez a Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Mechatronika, Optika és Gépészeti Informatika Tanszékén úttörő megoldásnak számít. Az AMESim szoftvert a SIEMENS csoport LMS Imagine.Lab tagja fejleszti.

4 Létező aktív felfüggesztés megoldások bemutatása

Az aktív és szemi-aktív felfüggesztésekre a gyártók különböző elvek alapján működő megoldásokat fejlesztettek ki. Szabályozási algoritmus szempontjából két fő megoldást láthatunk a piaci forgalomban (természetesen kutatások ennél sokkal több irányban folynak, a jövőben más megoldások is várhatóak, ezekről később lesz szó). Egyrészt van a „küszöbértékek alapján való szabályozás”, ami előzetes stratégia alapján avatkozik be, ha a szenzorok bizonyos küszöbértékek átlépését jelzik. Másrészt a Skyhook szabályozást lehet említeni. Itt a jármű felépítményt próbálják elszigetelni az útról átadódó gerjesztésektől: „olyan a szabályozás stratégiája, mintha a kocsiszekrény horgokkal (hook) az égbe (sky) lenne felfüggesztve” [5]

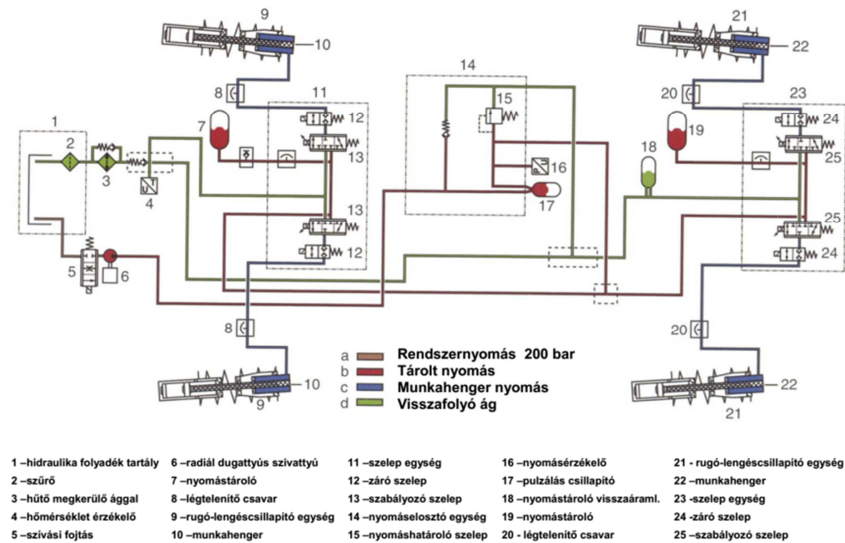
Aktív elemként funkcionálhat, ha a rugó vagy a csillapítás karakterisztikáját tudjuk változtatni, esetleg a stabilizátor torziós merevségét tudjuk befolyásolni, vagy más módon változtatni a futómű viselkedését. Aktívnak hívjuk a rendszert, ha képes „aktívan” erőt kifejteni (másképp: pozitív munkát végezni), szemi-aktívnak, ha a karakterisztikát csak más módszerrel tudja befolyásolni (például lengéscsillapítóknál az átömlési keresztmetszet módosításával). [1], [5]

A szabályozási módszereken túl vannak más különbségek is. A különböző fejlesztések során létrejöttek hidraulikus, pneumatikus és villamos egységek is. Ezen megoldásoknak természetesen megvannak az előnyei és hátrányai, a következőkben ezek közül néhányat sorra veszünk. A későbbiekben, a dolgozatban megalkotott modell alapján kapott eredmények ismeretében igyekszünk eldönteni, hogy melyik, vagy melyikhez hasonló kínálhat optimális megoldást egy kerékagymotoros jármű esetén. [5], [7]

4.1 Hidraulikus rendszerek

A hidraulikus rendszereket a gyártók jellemzően megbízható, már kiforrott, kereskedelmi forgalomban beszerezhető alkatrészekből állíthatják össze. Jellemzi a nagy energiasűrűség. Napjainkban talán ez a legjellemzőbb formája az aktív felfüggesztéselemeknek. A rugó, a csillapítás és a stabilizátor karakterisztikájának befolyásolására is létezik kereskedelmi forgalomba került járműbe épített megoldás, ezekre bemutatunk példákat jelen fejezetben. A hidraulikus rendszereknek hátránya, hogy aránylag kicsi a befolyásolható sáv szélesség, és a rendszert jellemzi relatíve nagy késleltetés. A rendszer sérülése esetén kedvezőtlen a hidraulikaolaj környezetbe kerülése. Továbbá a folyamatos nyomásigény miatt kérdéses a hatékonysága, amin elektromos szivattyúegység alkalmazásával lehet javítani. [1], [5], [7]

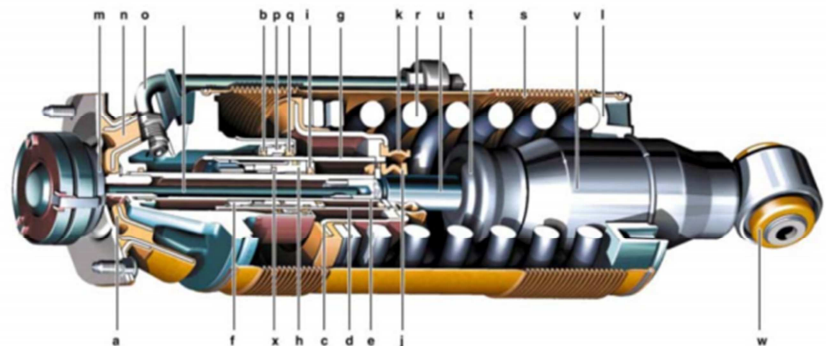
4.1.1 Mercedes ABC (Active Body Control) rendszer



1. ábra Mercedes ABC rendszer hidraulikus köre Forrás: [5]

A Mercedes rendszere tulajdonképpen egy fél-aktív rendszer. Csak az 1-2 Hz közötti sávban lévő sajátfrekvencia környékén csillapítják aktívan a rezgéseket, maximum 5 Hz-ig, e fölött passzív elemek végzik a csillapítást. A rendszer 200 bar-os nyomáson üzemel, és minden keréknél külön tudja szabályozni a nyomást.

A működés lényege, hogy a szokásosnál keményebb acél spirálrugók nem közvetlenül a kasztnihoz, hanem egy hidraulikus munkahengerhez csatlakoznak. A kerekek pillanatnyi helyzetétől, mozgásától és egyéb paramétereiktől függően a szabályozás folyamatosan



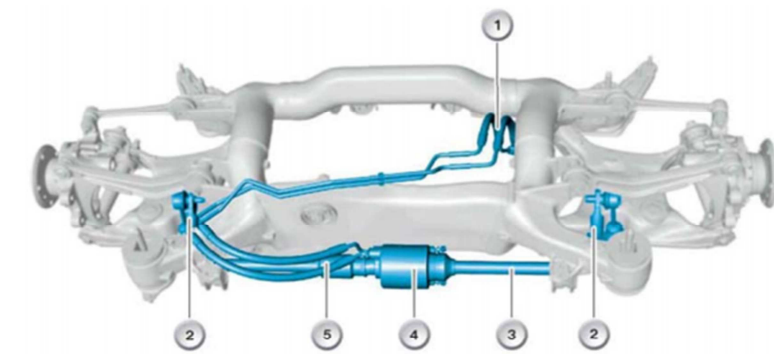
a - berugózási ütköző, b - olajlevezető felül, c - rugótányér felül, d - dugattyú, h - vezetőpersely alul, i - lehűző alul, j és k - belső ütközők, l - rugótányér alul, m - kirugózási rugóütköző, gumí-fém csapág, q - nagy-nyomású tömítés, r - tekercsrugó, s - védőmandzsetta, t - hidraulikahenger ütköző lent, u - lengéscsillapító rúd, v - lengéscsillapító, f - pozíció mágnes, g - hidraulika munkahenger, n - rugó láb támasztócsapág, o - hidraulikavezeték, p - felső vezetőhüvely, w - gömbcsukló

2. ábra A spirálrugó hidraulikus állítóművel Forrás: [1]

változtatja a munkahengerekben a nyomást, melyet többféle algoritmus összehangolásával valósítanak meg.

A stabilizátor hatását is kiváltják a megfelelő szabályozással (kanyarban ívkülső kerekeknél nagyobb, belsőknél kisebb nyomás). A meglévő aktív csillapítás miatt a hagyományos olajos lengéscsillapítók a szokásosnál lágyabbak lehetnek. A rendszer hibája esetén, a keményebb rugókon, kisebb komforttal tovább lehet haladni, így a szükségfutás megoldott. [1], [5]

4.1.2 BMW Dynamic Drive rendszer

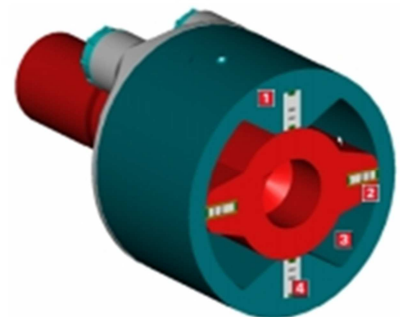


1 – hidraulika csővezetékek, 2 – lengőkar csatolás, 3, 5 – stabilizátorrúd felek, 4- állítómű (lengőmotor)

3. ábra BMW Dynamic Drive rendszer beépítése Forrás: [1]

A BMW Dynamic Drive rendszere a csavarásra igénybe vett stabilizátor rúd karakterisztikáját módosítja. A rendszert az első és a hátsó futóműbe is beépítik. A 7-es osztályban 3 m/s^2 , az 5-ös és 6-os osztályban 5 m/s^2 keresztirányú gyorsulásig a jármű felépítménye alig dől meg. Ennél nagyobb gyorsulás esetén pedig, hogy figyelmeztesse a vezetőt a tapadási határ elérésére, a kocsiszekrény a passzív lengéscsillapítót használó autókhoz hasonlóan fokozatosan megdől.

Az aktuátor egy szárnylapátos hidraulikus lengőmotor, amit a stabilizátor rúd két fele közé rögzítenek. A $\pm 38^\circ$ -ban elforduló motort a hidraulikus nyomás fokozatmentes szabályozásával lehet vezérelni. Ezzel aktív csavaró nyomaték hozható létre. A mintavételezés 100Hz-es, vizsgálják a keresztgyorsulást és a dölést, és előre definiált karakterisztikáknak megfelelően változtatják a nyomást és így az ébredő nyomatékot.



4. ábra Lengőmotor metszete Forrás: [5]

Ezzel a módszerrel befolyásolható a jármű sajátkormányzási tulajdonsága, így a passzív rendszerrel szemben könnyedén alakítható ki mind alul, mind túlkormányzott viselkedés különböző dinamikai profilokkal. A passzív rendszerek másolóhatását is ki lehet küszöbölni. Ez egyenesben alakulhat ki, amikor az egyik kerék rámegy egy úthibára, és a stabilizátor hatására a másik kerék is berugózik. Az aktív rendszer érzékeli, hogy nem kanyarodik a jármű, és így nem fejt ki nyomatékot, így a káros másoló hatás nincs jelen. [1], [5], [17]

4.1.3 CDC (Continous Damping Control) rendszerek



5. ábra A Porsche egy elektronikusan szabályozható lengéscsillapítója Forrás: topspeed.com

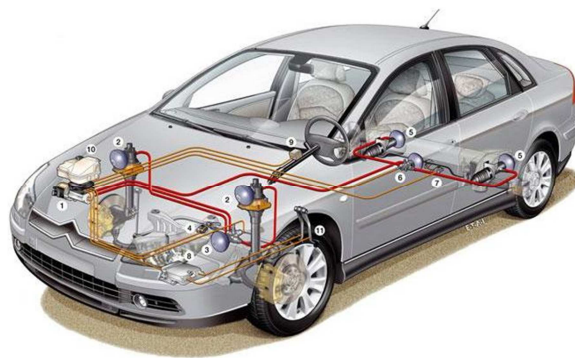
A Continuous Damping Control kifejezést „folyamatosan vezérelt csillapításnak” lehet fordítani. A hagyományos passzív lengéscsillapítókkal szemben itt nem csak egy előre beállított karakterisztikára képes a lengéscsillapító, hanem a pillanatnyi helyzetnek megfelelően lágyabb vagy keményebb karakterisztikát is képes megvalósítani. Az újabb generációkban már képes a többi elektronikus rendszerrel együtt dolgozni, például vészfékezéskor vagy az ESP beavatkozásakor felkeményedhet a lengéscsillapító. Jellemzően a későbbiekben bemutatásra kerülő Skyhook algoritmus alapján működik a szabályozásuk.

A beavatkozás módja, hogy egy elektromágneses szeleppel az átömlési keresztmetszet növelhető vagy csökkenthető folyamatosan a be és kirugózás közben. A kisebb keresztmetszet esetén a karakterisztika keményebb, ez kedvezőbb a jármű saját kormányzási tulajdonságainak, nagyobb keresztmetszetenél lágyabb, ami a komfortnak kedvez rázós úton. A szelep lehet a dugattyúba helyezve, különböző hagyományos rugóval előfeszített szelepekkel a húzó és nyomó igénybevételekre, valamint kétsőves gáztöltésű lengéscsillapítók esetén a csövön kívül elhelyezve. [5]



6. ábra Csövön kívüli szelepes megoldás Forrás: zf.com

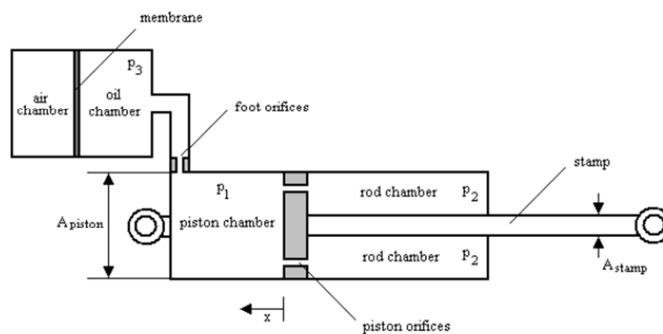
4.1.4 Citroën HydrActive hidropneumatikus rendszer



7. ábra Citroën HydrActive felfüggesztésrendszer Forrás: bxclub.cz

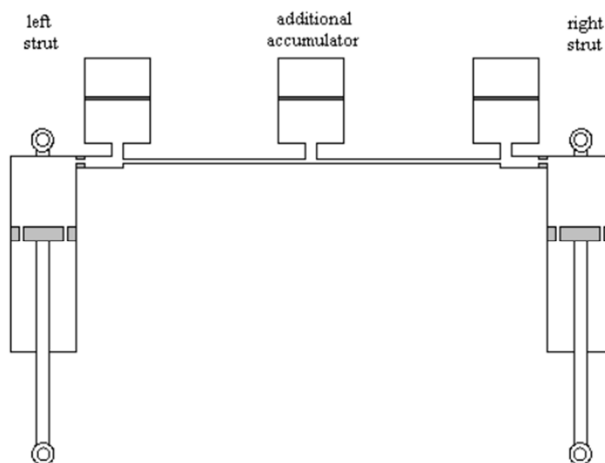
A Citroën generációk óta használ hidropneumatikus elven működő felfüggesztéseket. Jelenleg a harmadik generációnál tartanak. Az ábrán láthatóan az első és hátsó futóműben is hasonló elemekből állítják össze a felfüggesztést.

A működés lényege, hogy a hidraulikus lengéscsillapító felső kamrája összeköttetésben áll egy gömb alakú nyomástárolóval (2 illetve 5). Ezekben van egy membrán, ami az olajt választja el a levegőtől (lásd ábra). A levegő rugalmassága biztosítja a rugózást, így ezen kívül más (pl. fém) rugóra nincs szükség. A csillapítást a hagyományos megoldásokhoz hasonlóan a hidraulikus henger biztosítja.



8. ábra Rugó és lengéscsillapító elvi ábrája Forrás: [18]

Az ábrán látható módon a kétoldali nyomástárolókon kívül van egy-egy középső nyomástároló tengelyenként (a felső képen 3 és 6). A különböző nyomástárolók közötti összeköttetések reteszelve lehetnek. Így a különböző menethelyzetekben különböző módon működhet a felfüggesztés. Ha a jármű olyan

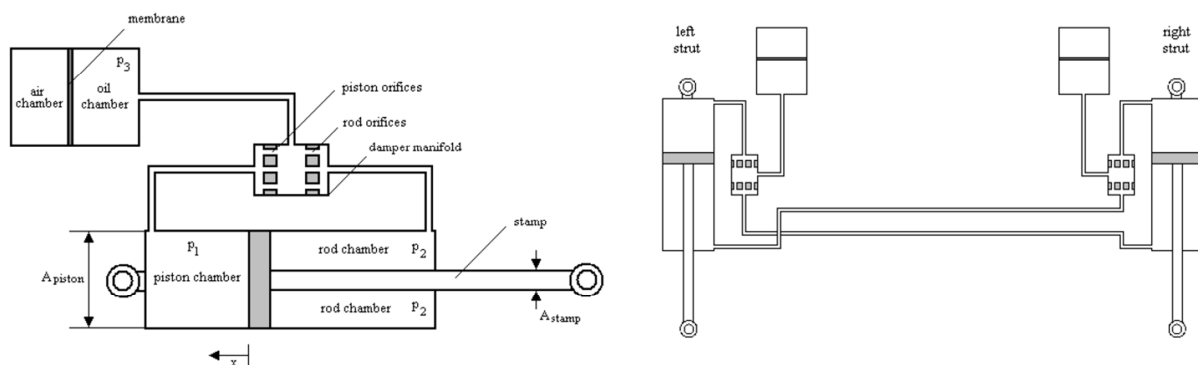


9. ábra Egy tengely elvi elrendezése Forrás: [18]

bukkanón halad át, ahol a két kerék szimmetrikusan rugózik be, akkor mindhárom nyomástároló hozzájárulhat a rugózáshoz. Ha aszimmetrikus akadállyal találkozunk, akkor a

berugózás oldalán lévő valamint a középső nyomástároló levegője nyomódik össze, de a csöveken keletkező nyomáscsökkenés miatt nem befolyásolja jelentősen a túlsó oldali nyomástárolót. Alaphelyzetben keményebb, sportosabb karakterisztika jellemzi, ekkor a jobb és bal felfüggesztés külön van választva, és a középső nyomástároló is le van választva. Ha lehetővé teszi a helyzet, akkor a komfortosabb, fentebb leírt működés valósulhat meg. Kanyarban a gázrugó-gömböket képes a rendszer első fokozatban lekapcsolni, ezáltal jelentősen megnő a rugómerevség. Ezen kívül aktív erő kifejtésére képes stabilizátor is beépíthető a rendszerbe. Szintszabályozást a folyadék mennyiségének növelésével és csökkentésével valósítanak meg. [5], [18]

4.1.5 GINAF Dakar versenykamion hidropneumatikus rendszere



10. ábra GINAF versenykamion első és hátsó hidropneumatikus futóművének elvi vázlata Forrás: [18]

A GINAF csapat a Dakar Rally-n induló versenykamionjába a Citroën rendszeréhez hasonló, ám annál fejlettebb hidropneumatikus rendszert használ. A rendszer lényege, hogy a lengéscsillapítás szabályozását a munkahengeren kívül elhelyezett elektromosan működtetett szelepekkel valósítják meg, a rugózást pedig a külön tartályban, a hidraulikaolajtól egy membránnal elválasztott levegő biztosítja. A elektromosan működtetett szelepek állását a tekercseken átfolyó áram segítségével lehet szabályozni. A szelepek különböző beállításaival a csillapítás és a rugózás karakterisztikáját is befolyásolni lehet.

Az első tengelyen a független kerékfelfüggesztésekben a két oldalon egymástól teljesen független rendszer van kiépítve. A hátsó tengelyen független felfüggesztésekben a fenti ábrán látható módon vezetett csövekkel a korábbival megegyező rugózási és csillapítási megoldás mellett egy passzív hidraulikus stabilizátort hoztak létre. Ha



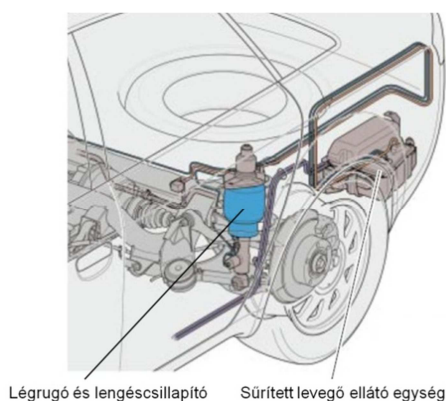
11. ábra GINAF versenykamion Forrás: vanvlietxl.com

a jármű például balra kanyarodik, a bal oldali munkahenger kifelé mozdul el, az alsó térfogatban kialakuló nagyobb nyomással megegyező nyomás lesz a jobb oldali felső térfogatban (a szelepek megfelelő szabályozása esetén), ezáltal a jobb oldali, összehúzódní akaró munkahengerre a kanyarból adódó igénybevétellel ellentétes erő hat. A rendszert passzívnek nevezhetjük, hiszen nem végzett munkát egyetlen hidraulikus vagy villamos aktuátor sem. [18]

4.2 Pneumatikus rendszerek

A pneumatika esetén a munkavégző közeg a levegő. A hidraulikus rendszerekhez képest kisebb teljesítménysűrűség jellemzi, viszont előny, hogy a rendszer sérülése esetén nem kerül a környezetbe arra káros anyag. A sűrített levegő előállításához szükség van kompresszor-egységre, ami személyautók esetén nem jellemző, külön kell kiépíteni, de tehergépjárművek esetében a fékrendszer ellátására kiépített rendszer kapacitását megnövelve ez könnyen megoldható. Emiatt a haszongépjárműveknél kedvelt megoldás a lérugózás, automatikus szintszabályozással kombinálva. A levegő a hidraulikafolyadékkal ellentétben könnyedén összenyomható, így magában is képes progresszív, nyomással változtatható karakterisztikát megvalósítani. Ezen kívül előnyös a pneumatikus rendszer rezgéscsillapító hatása is. [5]

4.2.1 Lérugós szintszabályozás

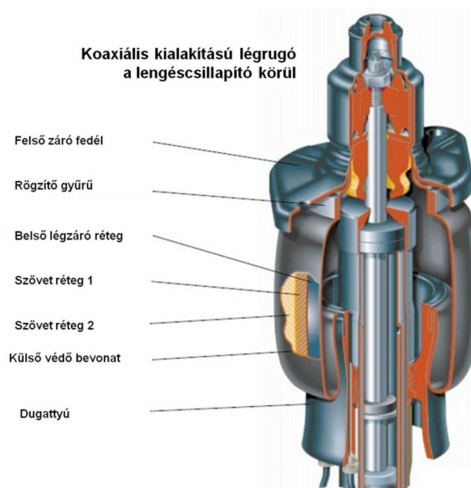


12. ábra Lérugó beépítése Forrás: [5]

Elsősorban felső kategóriás személyautókba építenek olyan lérugókat, amelyeknek az elsődleges célja az automatikus szintszabályozás, azaz hogy a jármű megterhelt állapotban is egy előre beállított szinten maradjon, vagyis kompenzálják a terhelés hatását. Több ilyen szint is definiálható előre a különböző helyzetekre gondolva, például nagyobb sebességű utazásnál alacsonyabb, terepen magasabb alapszint. Ezeknek a rendszereknek jellemzően relatíve nagyok az időállandói, az útról adódó gerjesztésekkel szemben hatástalanok, azonban a futóművek bonyolult geometriája nagyobb terhelésnél is azonos alaphelyzettel működhet, a teljes rugóút kihasználható. A bólintás kompenzálása miatt nem vakítja el a fényszóró a szembejövőket. Ezen előnyök miatt a jármű terhelhetősége is nagyobb lesz, úgy, hogy közben nem kell kompromisszumokat kötni a komfort miatt hátrányos keményebb rugók és lengéscsillapítók alkalmazásával.

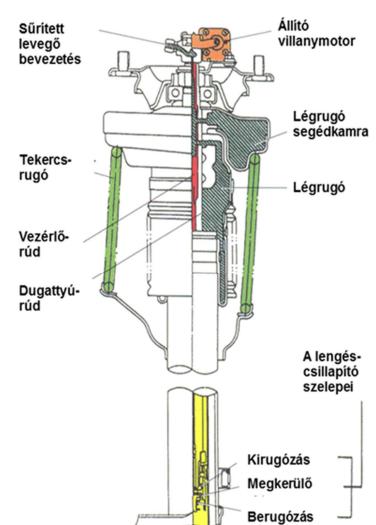
A járművekben légsűrítő és szárító berendezést kell elhelyezni. Az alkalmazott lérugó jellemzően gördülőmembrános, és a helytakarékoság jegyében az ábrán látható módon a lengéscsillapítóval koncentrikusan helyezik el. Jellemzően a fém rugóval sorosan építik be. [5]

A fentebb említett nagyobb időállandók miatt jelen dolgozatnak nem elsődleges célpontja ez a fajta megoldás, természetesen az automatikus szintszabályozás egy kerékagymotoros járműben is hasznos lehet.



13. ábra Lengéscsillapítóval koncentrikus beépítésű, gördülőmembrános lérugó Forrás: [5]

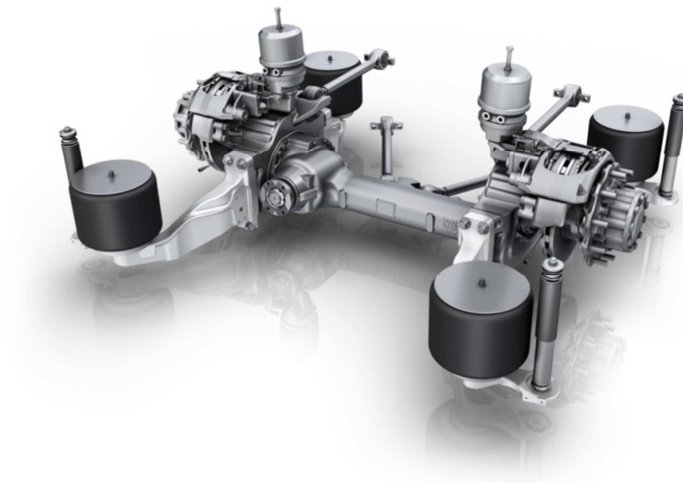
4.2.2 Mitsubishi Galant szemi-aktív rendszere



14. ábra Mitsubishi Galant szemi-aktív felfüggesztése Forrás: [5]

Az egyik első szemi-aktív felfüggesztés a Mitsubishi Galant-ba került. Itt a sűrített levegő nyomásának változtatásával oldották meg a szintszabályozást, és két fokozatban lehet állítani a rugó merevségét. Ez utóbbi funkciót úgy oldották meg, hogy egy körtolattyú segítségével egy segédkamrát a fő kamrához hozzá illetve le lehet kapcsolni. Ezzel a térfogat változik, a kisebb térfogat keményebb, a nagyobb térfogat lágyabb rugó karakterisztikájának felel meg. A légrugó gördülőmembrános kivitelű, a szükséges segédberendezéseket, mint a kompresszort, légszárítót, és nyomástárolót a csomagtartóban helyezik el. A légrugóval párhuzamosan van kapcsolva egy hagyományos fém rugó is, így a szükségfutás is megoldott. A rugómerevség változtatása mellett a csillapítás mértéke is változtatható egy hasonló körtolattyús mechanizmus használatával a kétcsöves lengéscsillapítóban. Itt egy extra szelepet lehet nyitni illetve zárni. [5]

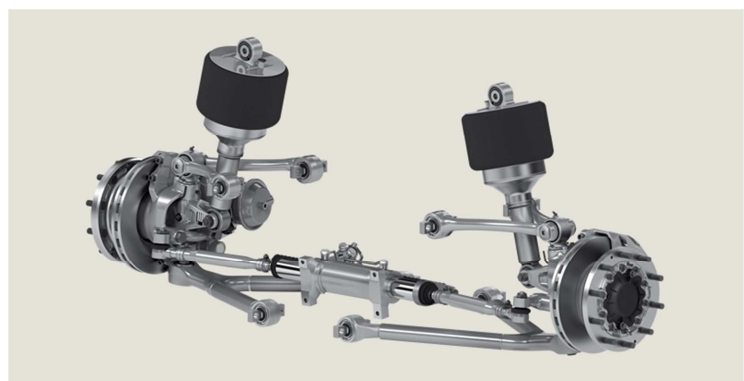
4.2.3 Haszonjárművek légrugózása



15. ábra Haszonjármű légrugózással ellátott tengelye Forrás: zf.com

Ahogy már korábban említettük, a haszonjárműveknél gyakori a sűrített levegőt használó rendszerek használata, mivel a fékrendszer miatt már rendelkezésre állnak az sűrített levegőt előállító alrendszerek. A tehergépjárműveknél fontos cél, hogy a jelentősen változó terheléstől függetlenül megfelelő maradjon a felfüggesztés működése. A bepakolást megkönnyítendő, hasznos funkció, ha a rámpával megegyező szintre lehet beállítani a platót, és a felterhelés során megfelelő szabályozással ezen a szinten is tartani a bepakolás végéig. Légrugózással kezelik a kiegészítő tengelyt is, amit nagyobb terhelés esetén lehet leengedni, fejlettebb vezérlések esetén pedig akár induláskor is. Az autóbuszoknál is hasonló megoldásokat használnak, ott az utasok kényelme az elsődleges szempont. Ennek az objektív mérésére a szabványokban rögzített VDI görbék szolgálnak, amit a különböző frekvenciákon ébredő gerjesztések amplitúdójából számolnak. Itt extra funkció lehet a jármű letérdepeltetése, azaz a leszállás megkönnyítése érdekében a jármű hasmagasságának lecsökkentése.

A légrugó kedvelt progresszív rugózási karakterisztikája és az egyszerű szintszabályozási lehetősége miatt. A korábbi gyűrűs rugós megoldások helyett napjainkban a gördülőmembrános megoldások jellemzőek. Az



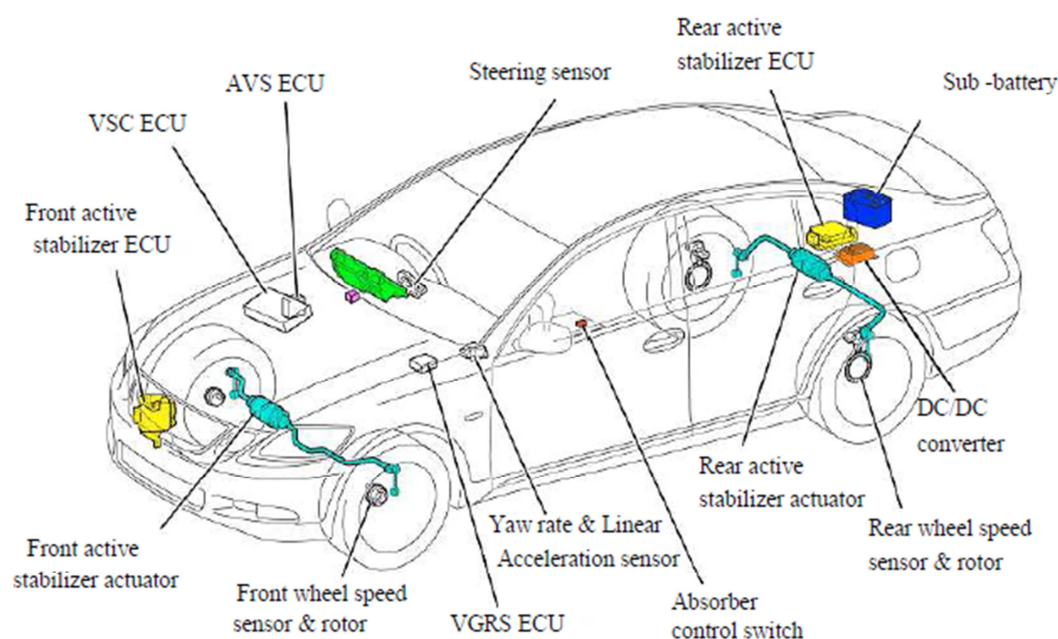
16. ábra Független tehergépjármű felfüggesztés légrugóval Forrás: zf.com

elektronika fejlődésével pedig a többi fedélzeti rendszerrel is össze lehet hangolni. és a fentebb említett automatikus szintszabályozás és például a kipörgésgátló segítése is megoldható a CAN hálózatra kapcsolt alrendszerrel. Azonban ezeknek a rendszereknek is relatíve nagyok a jellemző időállandói, nem a gerjesztés nagyságrendjébe esnek, így jelen dolgozat szempontjából a jelenlegi megoldások kevésbé érdekesek. Azonban a meglévő kompresszorok miatt kerékagymotoros tehergépjárművek esetén más típusú pneumatikus rendszerek jól használhatóak lehetnek. [5]

4.3 Villamos rendszerek

Lehetőség van villamos alapelven működő gépek használatára is. A fejlett hajtásszabályozás vívmányainak köszönhetően ezek a rendszerek a korábban említett hidraulikus rendszerekhez képest relatíve nagy sávszélességgel rendelkeznek. Ez azt jelenti, hogy több frekvencián tudják megfelelően csillapítani a gerjesztéseket. A generátoros üzem használatával lehetőség van valamennyi energia visszanyerésére is, ellentétben a többi megoldással. Jelenleg kevesebb ilyen megoldás ismert, így magasabbak lehetnek a fejlesztési költségek. Persze egy olyan járműgyártónál, amelyik kerékagymotoros autó fejlesztését tűzi ki célul, feltételezhető, hogy házon belül rendelkezésre áll a megfelelő fejlesztői bázis mind erősáramú, mind szabályozástechnikai szempontból. Belsőégésű motoros járművek esetében a kisfeszültségű elektromos rendszert nagy áramokkal terhelheti egy ilyen megoldás, de egy villamos autónál a hajtásrendszer miatt létrehozott nagyfeszültségű rendszernek ez valószínűleg nem jelentene gondot. [6], [7]

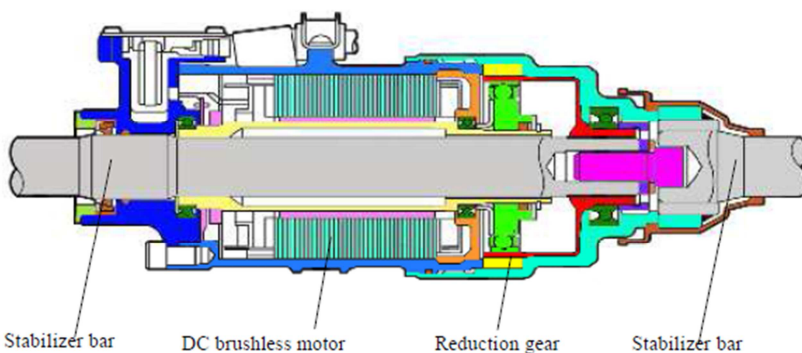
4.3.1 A Lexus aktív stabilizátora



17. ábra A Lexus aktív stabilizátor rendszere Forrás: [20]

A korábban bemutatott BMW Dynamic Drive villamos megfelelője a Lexus Active Power Stabilizer Suspension System (APSSS) névre hallgató rendszere. Ezzel a megoldással a kanyarban a jármű dőlését 50%-al tudják csökkenteni. Ezáltal fejlődik a jármű irányíthatósága és stabilitása. A másolóhatást is kompenzálni tudják, ami egyenes haladáskor, aszimmetrikus úton következne be egy passzív rendszerrel.

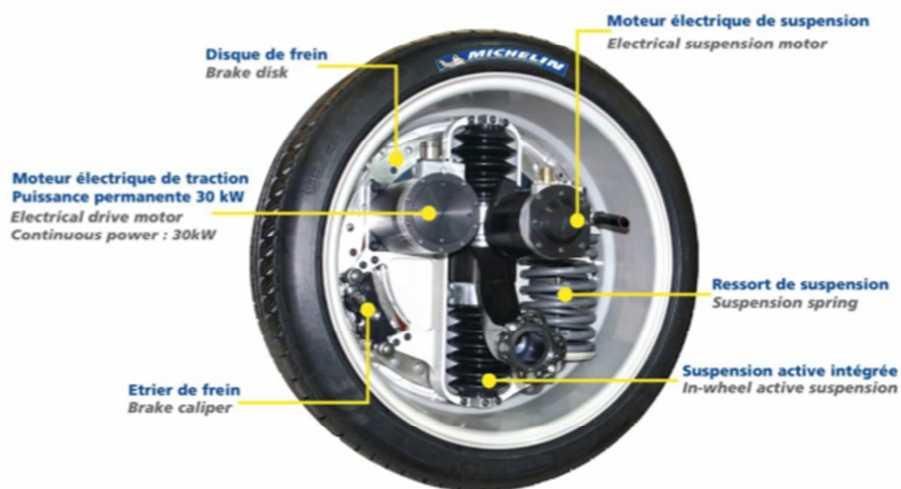
A fizikai megvalósítás lényege, hogy a „kettévágott” stabilizátorrúd két fele közé szerelik be az aktuátort, ami egy elektromotorból és egy sebességcsökkentő áttételből áll, amire a villanymotor nagy kifejtendő nyomatéka miatt van szükség. Szenzorok



18. ábra Az aktuátor keresztmetszete Forrás: [20]

figyelik többek közt a sebességet, és a kormányzási szöget, ez alapján számolja ki a vezérlőegység a szükséges beavatkozás mértékét. Az elektronikus beavatkozó egység energiatakarékossági szempontból is kedvezőbb a hidraulikus megfelelőjénél, csak akkor fogyaszt áramot, ha szükség van a beavatkozásra, nem úgy, mint a hidraulikaszivattyú. [20]

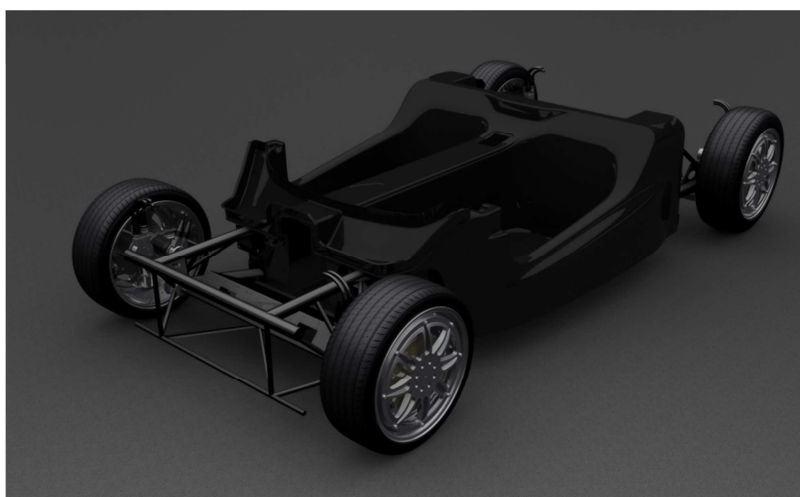
4.3.2 A Michelin Active Wheel és hasonló megoldások



19. ábra Michelin Active Wheel Forrás: autoevolution.com

A 2008-as Párizsi Autószalonon mutatta be a Michelin az általuk a „kerék újrafeltalálásának” titulált újdonságát. Ennek a lényege, hogy a meghajtás és a felfüggesztés összes elemét a felnin belül helyezték el. Egy kisméretű 30 kW-os elektromotor a megfelelő áttételen át biztosítja a meghajtást. A rugózást és csillapítást egy párhuzamosan kapcsolt hagyományos csavarrugó és villamos aktív felfüggesztés biztosítja. Itt ez egy hagyományos elektromotor forgómozgásának lineáris mozgássá alakítását jelenti, egy fogasléc-fogaskerék kapcsolaton keresztül. Az esetleges regeneratív megoldás használatáról nincs információ. [9], [12], [19]

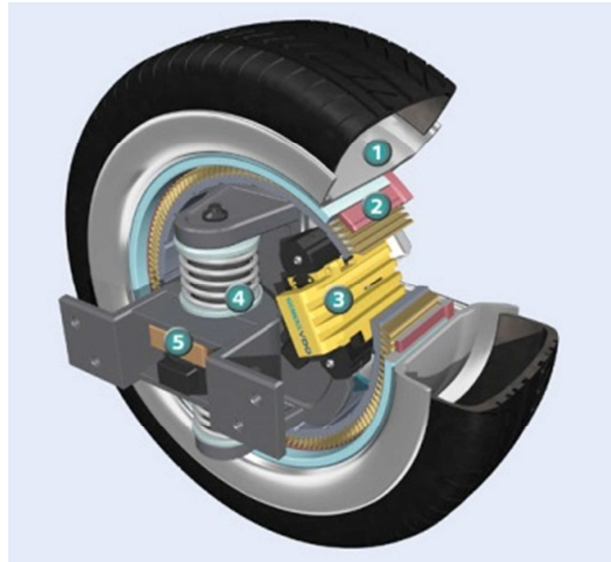
A 2008-as Párizsi Autószalonon egy városiautó-koncepciót, a Heuliez WILL-t, és egy sportautó-koncepciót a Venturi Volage-t is bemutatottak ezzel a rendszerrel, azonban a tömeggyártásról egyelőre nincs hír, pedig 2008-ban ezt 2010-re jósolták. Ennél a rendszernél a legnagyobb előny, hogy a jármű többi részénél nagy a tervező



20. ábra A Venturi Volage váza Forrás: seriouswheels.com

szabadsága. A felmerülő fő kérdés pedig, hogy az [1] forrásban leírt, és korábban részletezett összetett geometriai viszonyokat miként lehet megvalósítani. [12]

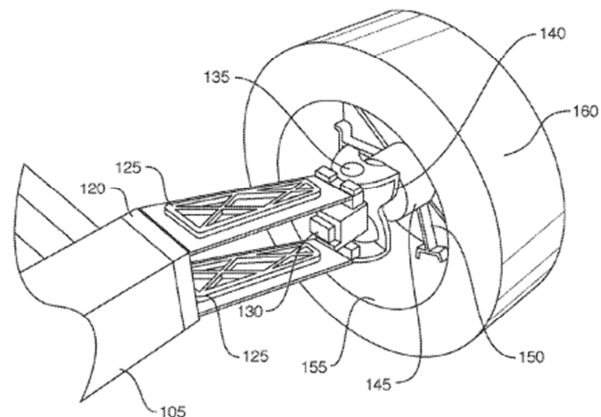
A nagyfokú hasonlóság miatt itt említenénk meg a Siemens VDO eCorner projektjét is. A bemutató videó ([10]-es forrás) utolsó másodperceiben látható a koncepció központi gondolata: egy-egy robot egyszerűen hozzáilleszti a jármű testéhez a készre szerelt, esetleg beszállítótól vásárolt kerék (1), kerékagymotor (2), fék (3), keréken belüli aktív felfüggesztés (4), keréken belüli kormányzás (5) kombinációt.



21. ábra Siemens VDO eCorner metszete Forrás: blogspot.com

Az ilyen szintű modularitásnak lehetnek előnyei, azonban véleményünk szerint nem ez az elsődleges szempont egy autógyártó számára. Ezen kívül a „steer-by-wire” rendszer bevezetőben említett kérdése továbbra is problémát jelent. [10], [11]

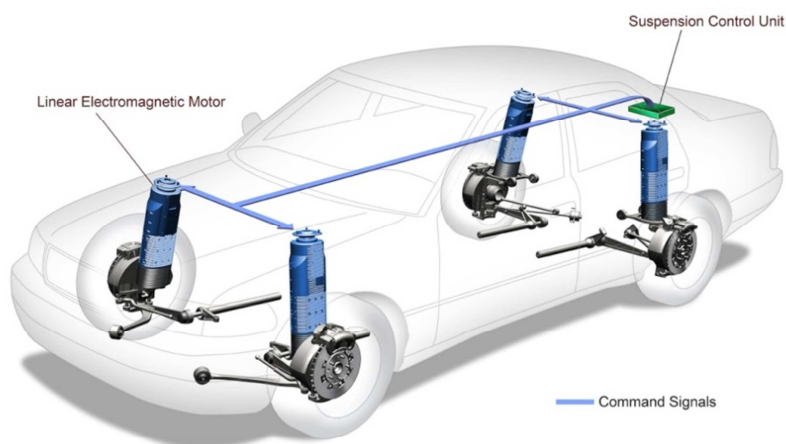
A fentiekhez hasonló megoldásra az Egyesült Államokban a Massachusetts Institute of Technology nyújtott be szabadalmi igényeket. Ők több alkalommal az összetett és autonóm rendszert „robot wheel”-nek azaz „kerék robotnak” nevezik. Jellemzi az elgondolást a jármű többi részének, és ennek a modulnak a külön kezelése. A Michelin és a Siemens rendszeréhez képest különlegesség a 150°-ban is elfordítható kerék, ami különleges



22. ábra "Kerék robot" összeállítás Forrás: [14]

manőverekre teszi alkalmassá a megoldást alkalmazó járművet, például az eredeti haladási irányra merőleges haladás, valamint az egy helyben való megfordulás. Ezek a képességek nagyon hasznosak lehetnek például egy árurakodó gépnek, vagy hasonló (esetleg beltéri) alkalmazásokban ahol kis helyen kell manőverezni. Az itt található sík padló nem állítja különösebb kihívás elé a felfüggesztést, így a kevésbé bonyolult geometria is megfelelő lehet. Szó esik még a beadványokban arról a lehetőségről is, hogy központi számítógép helyett helyben, mikrokontrollerekkel oldják meg a szabályozást, amivel a válaszdíót lehet esetlegesen csökkenteni, ami más megoldásoknál is hasznos lehet. [14], [15]

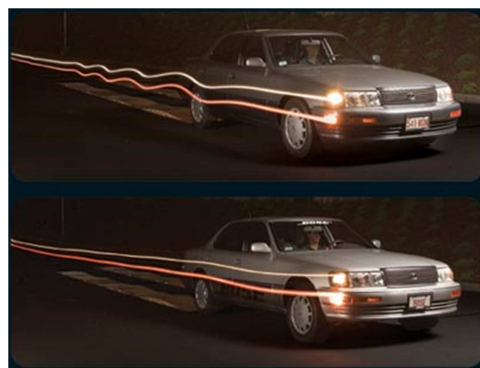
4.3.3 Csőmotoros rendszerek, a BOSE Active Suspension és hasonló megoldások



23. ábra A BOSE cég aktív felfüggesztés rendszere Forrás: extremetech.com

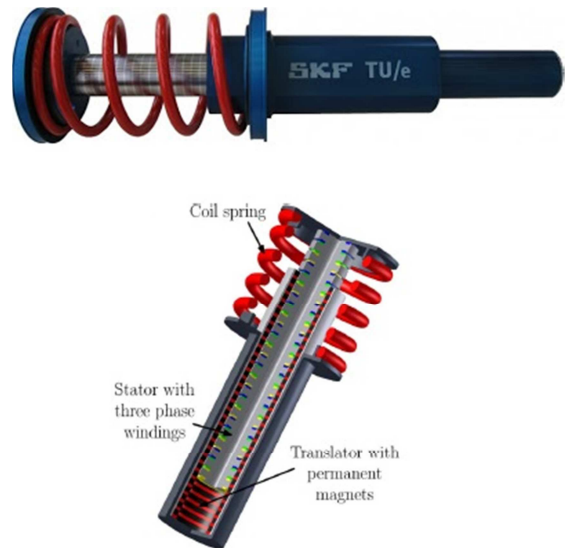
A lineármotoros rendszereknél nem a forgómozgást alakítják át lineáris mozgássá, hanem mintegy „kiterítik” a motort, így a mozgóréss az állórész tekercselésével párhuzamosan, síkban mozog, nem pedig forog. A helykihasználás szempontjából a szinkron csőmotorok/generátorok adnak optimális megoldást. A tekercsek rövidre zárásával generátoros üzem hozható létre, léteznek megoldások, ahol csak ezt a jelenséget használják ki, szemi-aktív szabályozható lengéscsillapítóként. Azonban fejlettebb vezérléssel ezek a megoldások motoros üzemre, aktív erő kifejtésére is alkalmasak. A BOSE cég megoldásában is ilyen csőmotorok biztosítják a lengéscsillapítást és aktív erő kifejtésére is képesek. A rugalmasságot torziós rugóval oldották meg. A lengési energia hasznosítására is képes a rendszer. A vezérlésre nyújtottak be szabadalmat, de a többi tudományos eredményt még nem publikálták, és a geometriai kialakításra se adtak be szabadalmat. [6], [16]

A BOSE a rendszerét egy Lexusba szerelték be, és a [16] jelű forrás videójában látható, hogy változatos menetkörülmények esetén tesztelve láthatólag jobb teljesítményt nyújt, mint a gyári felfüggesztés. A jármű a gyors irányváltásokban és a hosszabb kanyarokba alig dől meg, a bukkanókon alig rázkódik. [16]

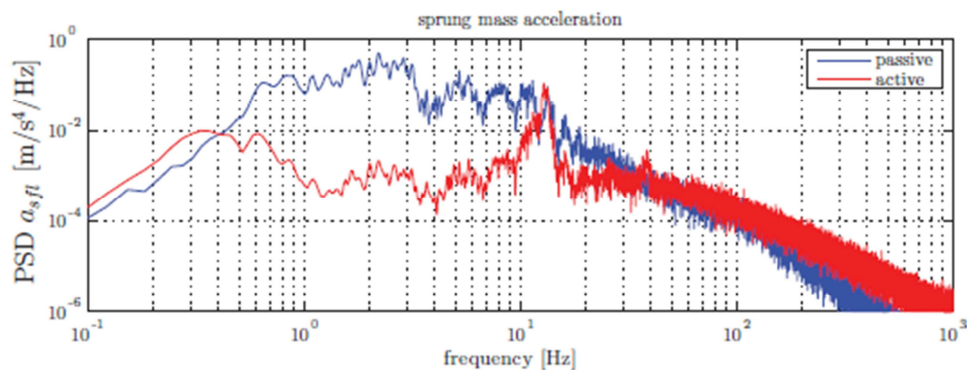


24. ábra A BOSE kísérleti autója Forrás: extremetech.com

Az eindhoven-i műszaki egyetemen az SKF-fel közösen fejlesztett ki egy hasonló rendszert, amit egy BMW 530i-be szereltek be. Ez egy 3 fázisú lineáris csőmotort használ aktív elemként. Itt az elektronika hibája esetén a jármű szükségüzemben tovább tud haladni az aktuátorral párhuzamosan kötött hagyományos fém tekercsrugónak köszönhetően. Ezzel egy fejlett Skyhook szabályozást valósítottak meg, szimulációikat a megépített autón végzett mérésekkel is igazolták. Az eredmények azt mutatják, hogy a 0.5 Hz és 10 Hz közötti sávban jelentősen kisebb amplitúdójú gyorsulások jellemzik a jármű testét, ahogy az a következő grafikonon is látszik. A mért eredmények a szimulációhoz nagyon közeli eredményt adtak, egy nem várt, rezonanciától eltekintve 10 Hz környékén, amit a futómű felső bekötési pontja okozott, de a konstrukció módosításával ez feltehetőleg megoldható. [7], [8]



25. ábra Az eindhoven-i egyetem aktív felfüggesztés-megoldása Forrás: blogspot.com és [7]

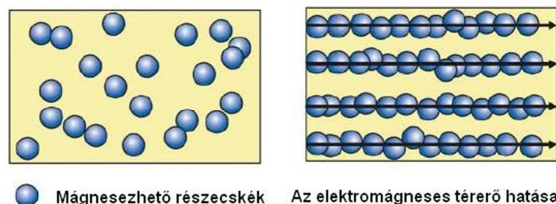


26. ábra A jármű test (rugózott tömeg) gyorsulásának amplitúdója frekvenciák szerint, szimuláció alapján Forrás: [8]

A Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetemen is készült egy PhD disszertáció hasonló témakörben: Zádor István munkájában [6] egy tervezési, optimalizálási eljárást dolgozott ki aktív felfüggesztés célú szinkron cső motor/generátor tervezésére és egy elkészített prototípuson végzett mérésekkel igazolta a modellt. Ezen kívül megvizsgálta a magas hőmérsékletű szupravezető anyagok futóműben való, és az állandó mágnesek rugóként való alkalmazásának a lehetőségeit. [6]

4.4 Magneto-reológiai rendszerek

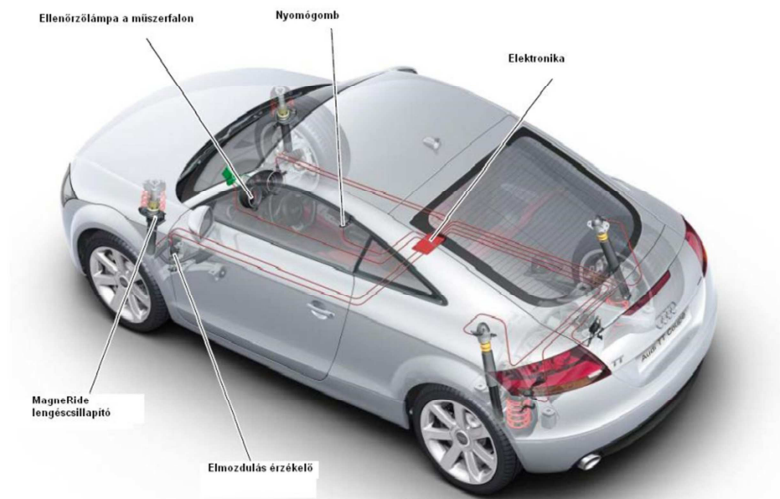
A magneto-reológiai rendszereknek egy speciális, 3-10 μm átmérőjű mágnesezhető részecskéket tartalmazó szintetikus szén-hidrogén folyadék a kulcsa. A részecskék gyorsan mágnesezhetőek, és csak mágneses tér alatt vannak mágneses tulajdonságaik. Mágneses tér hatására az ábrán látható módon rendeződnek a részecskék, ami által a folyadék bizonyos áramlási tulajdonságai megváltoznak. Ezzel a megoldással a



27. ábra Magneto-reológiai folyadék működési elve
Forrás: [5]

futóművek jellemző frekvenciatartományaiban hatékonyan működtethető rendszer alkotható. Aktív erő kifejtésére nincs lehetőség, így a rendszert a szemi-aktív kategóriába sorolhatjuk. Hatalmas előnye viszont, hogy nem tartalmaz bonyolult vagy mozgó alkatrészeket, és nem jelent többletsúlyt. Jelenleg felső kategóriás és sport autókban használnak ilyen rendszert, példák: Chevrolet Corvette, Audi TT Coupé, Audi R8, Ferrari 599 GTB Fiorano, Ferrari California. [5]

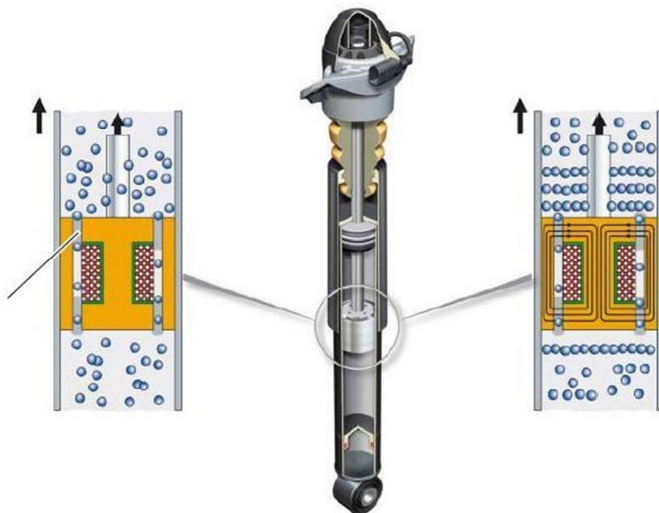
4.4.1 Audi MagneticRide rendszer



28. ábra Az Audi Magnetic Ride rendszere egy Audi TT Coupéban Forrás: [5]

Az Audi a magneto-reológiai elven működő szemi-aktív lengéscsillapító rendszerét MagneRide vagy Magnetic Ride néven árulja. Mind a négy kerékhez beépítésre kerül egy-egy szabályozható lengéscsillapító. Ezeknek a karakterisztikája függ az aktuális menethelyzettől, illetve egy kapcsolóval a sofőr tud váltani a komfortos és a sportos fokozat között. [5]

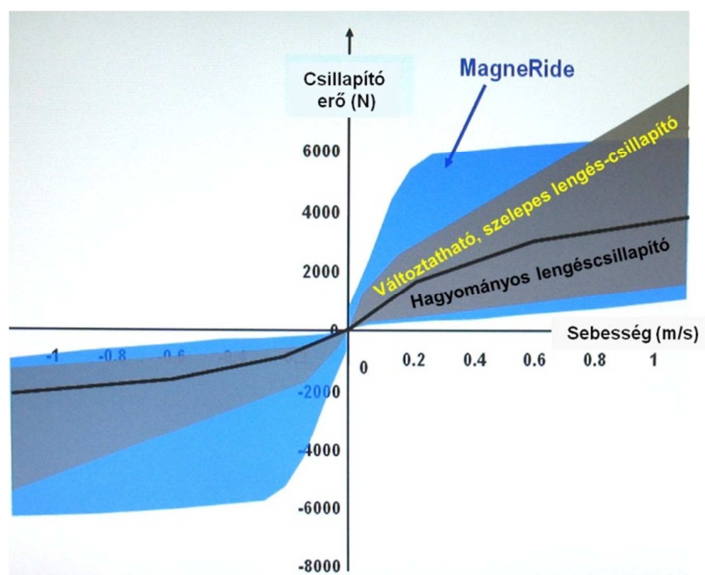
A működés elve, hogy a dugattyúban az állandó keresztmetszetű furatok mellett ha áramot vezetnek, és ez mágneses teret hoz létre, melynek hatására a részecskék a fentebb említett módon rendeződnek, és így a folyadék áramlási tulajdonságai megváltoznak. A csillapító keménysége arányos lesz a tekercsbe vezetett árammal. Az



29. ábra Audi Magnetic Ride lengéscsillapító működési elve Forrás: [5]

egycsöves kivitel kedvez a hűtésnek, és a hagyományos lengéscsillapítók bonyolultabb szelepei sem találhatók meg ebben a megoldásban. A szabályozásra az EDC (Electronic Damper Control – elektronikus lengéscsillapító vezérlés) rendszer a felfüggesztés elmozdulását mérő szenzor jeleit és a CAN hálózaton az ESP programjától kapott menetadatokat használja, 800 Hz-es a mintavételezés mellett. [5]

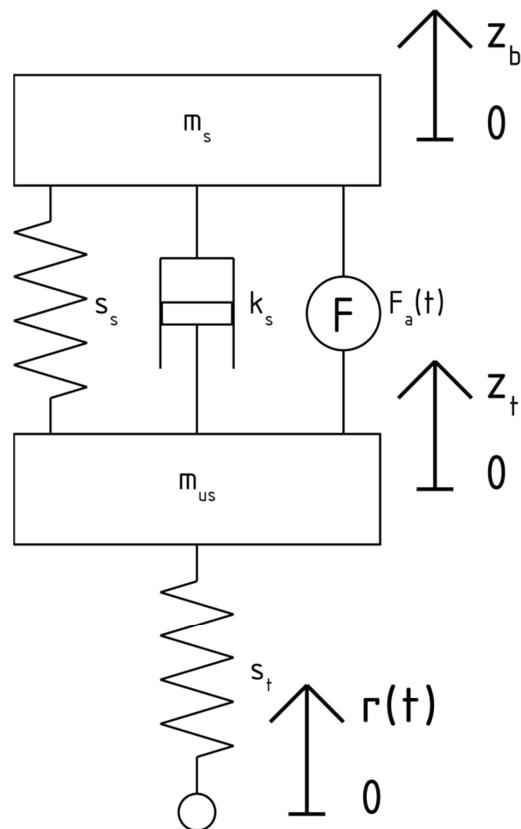
A rendszer a menetdinamikai tulajdonságokat és a kényelmi jellemzőket is javítja. A karakterisztika, jellemzően tágabb határok között folyamatosan változtatható, szemben a szabályozható szelepes megoldásokkal, ahogy az a következő ábrán is látható. Jelenleg arra irányulnak kutatások, hogy a lefedett sávot tovább bővítsék, azaz a lágy karakterisztika még lágyabb, a keményebb még keményebb lehessen. [5]



30. ábra A különböző lengéscsillapító megoldások jellemző karakterisztikái Forrás: [5]

5 Analitikus negyedjármű modell aktív felfüggesztésekhez

A felfüggesztések vizsgálatának legegyszerűbb modellje a jármű egyik kerekének és felfüggesztésének modellje, amit negyedjármű-modellnek hívunk. A két szabadságfokú modellben (két szabadságfok: z_b - járműtest függőleges elmozdulása, z_t - kerék függőleges elmozdulása) egy tömeg (m_s) jelképezi a jármű karosszériájának a szóban forgó kerékre eső részét, a rugózott tömeget. Egy másik tömeg (m_{us}) jelzi a felfüggesztés és a kerék rugózatlan tömegét. Kerékagymotoros járműveknél ez utóbbi tömeg lesz magasabb a hagyományos autóknál megszokottnál, ezt a paraméterek megadásakor tudjuk majd figyelembe venni, a modell felírásán nem változtat. A két tömeg közt a futóműalkatrészeket képviselve minimálisan modellezendő a rugalmasság (s_s), csillapítás (k_s),



31. ábra Aktív felfüggesztés egyszerűsített negyedjármű-modellje

és aktív felfüggesztéseknél egy aktuátort jelző erő ($F_a(t)$). A rugózatlan tömeget és az úttestet jelképező útgerjesztést ($r(t)$) egy rugalmasság (s_t) köti össze, ami a gumibroncs rugalmasságát hivatott jelképezni. A gumibroncsnak van valamekkora csillapítása (k_t) is, de ez jellemzően nagyságrenddel kisebb a lengéscsillapító csillapításánál, így elhanyagolható. Egy lineáris rendszermodellt kaptunk, ezzel fogunk a továbbiakban foglalkozni.

Megjegyezzük, hogy a pontosabb modell érdekében nem-lineáris jellemzőkkel is lehet bővíteni a modellt. Például a futóműalkatrészekben elkerülhetetlen Coulomb-súrlódás is ilyen, illetve ha figyelembe kívánjuk venni, hogy a kerék elválhat az útfelülettől, és ekkor nem érvényes az s_t rugalmasság által meghatározott összefüggés, hanem a gravitáció hatását kellene figyelembe venni. Jelenleg ezeket a tényezőket elhanyagoljuk, mivel hatásuk nem jelentős. Dinamikus rendszermodellről lévén szó időfüggő jellemzőnek vettük az útgerjesztést, érthető okokból. Ezen kívül időfüggően írtuk fel az aktuátor által kifejtett erőt. A működést tekintve felmerül a futóműalkatrészeket (rugó, csillapító) jellemző mennyiségeket (s_s , k_s) változó paraméterű felírása, hiszen egyes rendszerek (a szemi-aktív rendszerek pedig kizárólagosan) ezen jellemzők módosításával avatkoznak be. A választott

megoldás felépítésének ismeretében lehet annak megfelelően finomítani a modellt. Amíg erre vonatkozó további információk nincs, a beavatkozások hatásait összegezzük az F_a aktuátorerőben az egyszerűség kedvéért. Természetesen időfüggőek lehetnek valamilyen szinten a tömegek is (pl. terhelés változik), és a gumi rugalmasságát jelző mennyiség is (s_t , pl. a légnyomás változása). Azonban ezen változások időállandói a futómű aktív beavatkozásának időállandóival nem egy nagyságrendbe esnek, így jelen dolgozatban állandónak tekinthetjük őket. [1], [8]

A dolgozat **II. mellékletében** a negyedjármű-modell felírását kétféleképpen is bemutatjuk: hagyományos dinamikai szemlélettel, valamint mivel az aktív futómű szabályozási lehetőségeit vizsgálni szeretnénk, felírjuk az irányítástechnikának megfelelő jelölésmóddal is. Ezt követően megvizsgáljuk a kerékagymotor miatt megnövekedett rugózatlan tömeg hatásait, valamint szabályozási lehetőséget mutatunk be.

5.1 Kerékagymotor dinamikai hatásainak vizsgálata

A dinamikai modell alapján képet kaphatunk a kerékagymotor hatásáról. A behelyettesítendő paraméterek a [8] forrásban rendelkezésre állnak egy BMW 530i gépjármű esetén. A kerékagymotor által okozott többlet rugózatlan tömeget (maga a motor illetve a szükséges erősebb felfüggesztéselemek) a [2] forrás alapján $40 [kg]$ -nak választottuk. A jármű rugózott tömegét ugyanennyivel csökkentettük sarkonként.

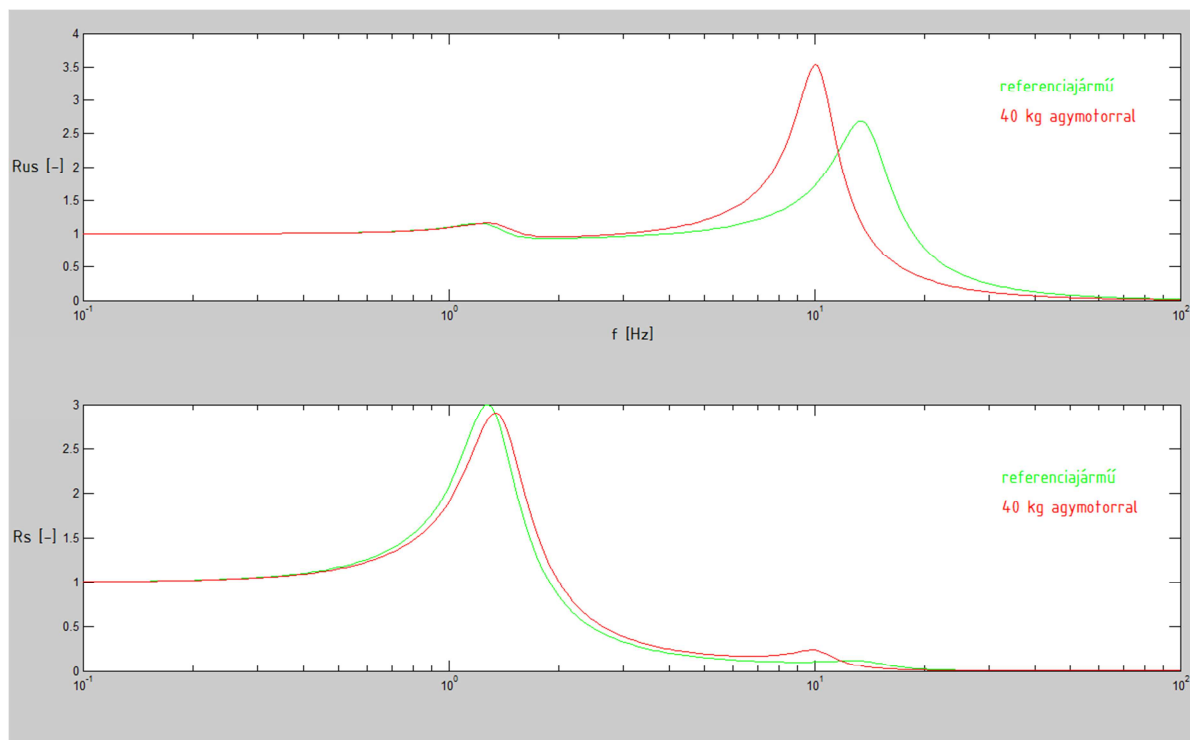
Megjegyzés: A kisebb méretű városi járművek esetén természetesen a kisebb teljesítményigény miatt - azonos teljesítménysűrűség mellett - kisebb extra súlyt jelent a kerékagymotor. Azonban itt maga a járműtest is kisebb súlyú, illetve a futóműalkatrészekre jellemző rugómerevségi és csillapítási tényezők is arányosan változnak, úgyhogy összességében a hatások hasonlóak. Egyik fő előny azonban, hogy a szükséges aktuátorerők is kisebbek, azonban jelen fejezet részben ezt nem vizsgáljuk. A használt paramétereket a következő táblázat foglalja össze.

BMW 530i	elől		hátsó	
	referencia	agymotorral	referencia	agymotorral
s_s	30 [kN/m]		31.5 [kN/m]	
k_s	1450 [Ns/m]		4000 [Ns/m]	
s_t	340 [kN/m]			
m_s	408 [kg]	368 [kg]	400 [kg]	360 [kg]
m_{us}	48.3 [kg]	88.3 [kg]	45 [kg]	85 [kg]

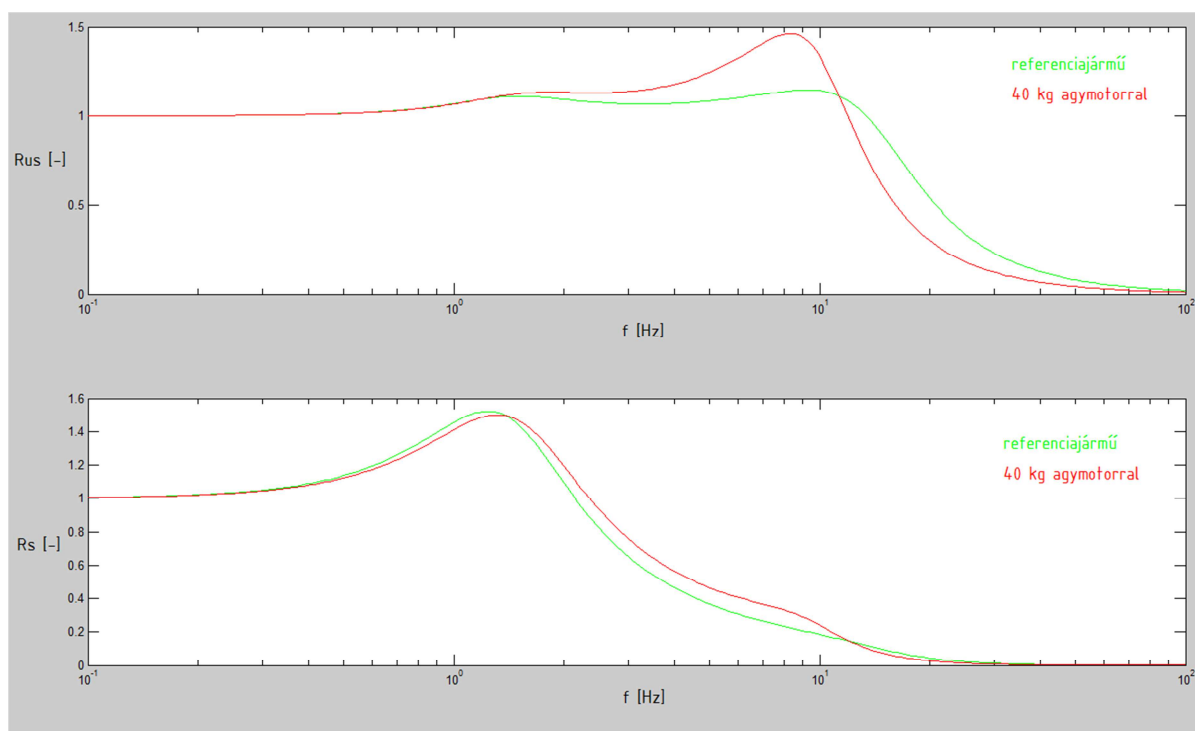
A mellékletben megtalálható MATLAB kód segítségével kiszámítjuk a sajátfrekvenciákat az első és hátsó futómű esetén, valamint a relatív nagyításokat a gerjesztő frekvencia függvényében a rugózatlan és a rugózott tömegre. A sajátfrekvenciákat a következő táblázat foglalja össze. Az alatta látható ábrákon pedig a relatív nagyítások láthatóak az f gerjesztő frekvencia függvényében.

Sajátfrekvenciák	Első		Hátsó	
	referencia	agymotorral	referencia	agymotorral
f_1	1.31 [Hz]	1.37 [Hz]	1.35 [Hz]	1.42 [Hz]
f_2	13.93 [Hz]	10.31 [Hz]	14.47 [Hz]	10.53 [Hz]

Látható, hogy az első sajátfrekvencia növekszik, a második sajátfrekvencia pedig csökken, ahogy az a tömegek megváltozásának megfelelően várható is volt. Az első sajátfrekvencia a rugózott tömeget jellemzi elsősorban, azaz az utasok ezt tapasztalják főleg. A [3] és [7] források szerint ez még elfogadható tartományba esik, sőt, a [3] forrás által komfort szempontjából „ideális” 1.5 [Hz]-es sajátfrekvenciához közelebb is esnek. A relatív nagyítások jobban leírják a változásokat.



32. ábra Az első futóművet jellemző relatív nagyítás



33. ábra A hátsó futóművet jellemző relatív nagyítás

A rugózott tömeg (karosszéria) esetén kisebb különbségek láthatóak az első és hátsó futómű esetén is. A legnagyobb nagyítás alig csökkent 1-1.5 [Hz] környékén. A 2-10 [Hz] közötti tartományban, ami a komfort szempontjából kritikusabb, pedig kis mértékben nőtt a nagyítás, a többi eltérés nem jelentős.

Ezzel szemben a rugózatlan tömegnél (kerék) nagyobb különbségek láthatóak. Az első futómű esetén $10 [Hz]$ környékén, a hátsó esetén pedig $9 [Hz]$ környékén a maximális nagyítás jelentősen nagyobb. Az első futómű esetén kb. 1.4-szerese, hátul kb. 1.5-szerese ez az érték a kerékagymotoros járműnél a referencia járműhez képest. Ez a valóságban a kerék nagyobb mértékű „elpattogását” jelenti. Ez komoly menetdinamikai hátrányt jelent, hiszen ez a keréktalpponti normálerő nagyobb mértékű ingadozását jelenti. Ezzel az erővel egyenesen arányos a hossz- illetve keresztirányba átvihető maximális erő. A nagyobb ingadozás pedig megnehezíti a hajtás illetve a kormányzás megfelelő szabályozását, rontja a jármű vezethetőségét. [1], [5]

6 Szabályozó tervezése

6.1 Szabályozási lehetőségek

Jelen dolgozatban a szabályozást úgy oldjuk meg, hogy a jármű felfüggesztéseit külön-külön egy-egy, az előző fejezetben bemutatott negyedjármű-modell alapján tervezett algoritmus szerint szabályozzuk. Ennél természetesen hatékonyabb lehet egy olyan szabályozó, ami egy teljes, több szabadságfokú járműmodell alapján szabályoz, viszont általános esetben [23] szerint a jármű rezgéseinek körülbelül 75%-át lehet leírni. A vizsgálatunk szempontjából legfontosabb jelenségeket, vagyis a kerékagymotorok negatív hatásait viszont az egyszerűsége mellett ez a modell jól le tudja írni.

A [22] forrásban több különböző szabályozási algoritmust valósítanak meg egy kísérleti, hidraulikus aktív felfüggesztéssel ellátott HMMWV járművön (ez a közismert Hummer terepjáró eredeti, katonai verziójának a rövidített neve, a High Mobility Multipurpose Wheeled Vehicle – nagy mobilitású többfunkciós (gumi)kerekű jármű rövidítése), és ezeknek a hatásosságát mérik egy amerikai katonai szabvány által megszabott módon. A megvalósított szabályozók:

- **„zero-force”** szabályozás, itt az erők minimalizálása a cél, jelen esetben a felfüggesztés gyorsulásai.
- **„sky-hook”** szabályozás, azt a hatást próbálja szimulálni, mintha a rugózott tömeg és egy fiktív, fix, „égbeli” pont között egy csillapító lenne.
- **LQR (Linear Quadratic Regulator)** szabályozás, lényege, a felfüggesztés különböző célokra (kényelem, beavatkozási energia minimuma, stb.) optimalizált módon, erősített visszacsatolással történő szabályozása.
- **MPC (Model Predictive Controller)** szabályozás a beavatkozás hatásait egy bizonyos időhorizontra előre becsüli, és egy erre vonatkozó költségfüggvény minimalizálásával keresi meg a megfelelő beavatkozást. Ennek egy speciális változatát úgy valósították meg, hogy a járműre szerelt szenzorok segítségével előre mérik az útprofilt, így pontosabban tudják becsülni a beavatkozás hatásait.

A [21] forrásban bemutatásra kerül a fentebb már említett sky-hook mellett egy hibrid szabályozás is, ami a sky-hook és egy „ground-hook”-nak nevezett algoritmus hatását szuperponálja. A ground-hook lényege, hogy az általunk is problémaként azonosított dinamikus kerékterhelést minimalizálja, a „földhöz horgonyozza” a kereket.

A [22] forrás a korábban említett HMMWV tesztjárművön végzett tesztek alapján arra az eredményre jutottak, hogy a tesztelt szabályozások mindegyike körülbelül kétszeres javulást jelenten a passzív felfüggesztéshez képest. (Az általuk használt katonai szabvány az elnyelt energia alapján határoz meg egy, a felfüggesztés hatékonyságát jellemző értéket, különböző frekvenciákhoz különböző súlyokat rendelve.) Az MPC kicsit jobban teljesít a többinél, továbbá az útprofilt előre vizsgáló szenzorral ellátott verzió 15%-al nyújt jobb teljesítményt az előre vizsgáló szenzor nélküli verzióénál.

Az MPC bonyolultsága és a rendelkezésre álló erőforrások korlátossága miatt ezt a megoldást jelen dolgozat keretein belül elvetjük. (későbbi továbbfejlesztési lehetőségként viszont megfontolandó ez az irány) A [22] forrás szerint az LQR szabályozóval ezzel összevethető eredményt lehet elérni, és ez [24] szerint a q_i súlyok megfelelő megválasztásával jól finomhangolható.

A [27] forrásban bemutatnak egy lehetőséget, ahol az általunk is problémaként azonosított dinamikus kerékterhelést minimalizálják úgy, hogy közben a komfortot érintő jellemzők sem romlanak (ez passzív felfüggesztés alkalmazásával nem elérhető, egymásnak ellentmondó követelményeket jelent). Ez a kerékagymotoros járművek esetén fokozott követelmény a korábbi fejezetekben elvégzett vizsgálatok alapján. A hatékony működéshez szükség van a járműtest és az útgerjesztés gyorsulásának különbségére, ennek a mérése pedig különleges megoldást igényel: az utat a kerék előtt vizsgálni kell. A szabályzási algoritmus neve ennek megfelelően Disturbance Feedforward szabályzás (DFF – gerjesztés előreecsatolt szabályzás). Az út vizsgálatát a cikkben egy, a kerék előtt elhelyezett lézeres távolságmérővel valósítják meg. Azonban ez a megoldás nem teljesen kiforrott, például egy pontszerű detektor alkalmatlan a kanyarodó jármű esetén a gerjesztés vizsgálatára.

A fentiek figyelembevételével egyrészt egy LQR-szabályozó tervezésére esik a választásunk. A tervezést a [24] forrásban leírt módszer alapján végezzük. Másodsorban megvizsgáljuk a DFF szabályzás lehetőségét is.

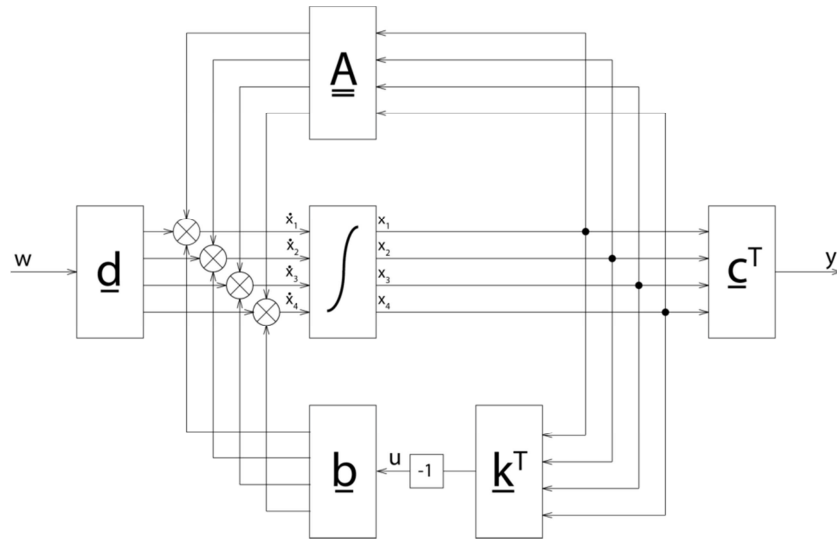
6.2 LQR szabályozó

6.2.1 A tervezés

A **III. mellékletben** részletesen leírjuk a szabályozó tervezését és a felállított állapottermodellt. Ennek eredménye alapján az optimális szabályozás alakja egy zárt körű teljes állapot-visszacsatolásé, ahol az erősítés

$$\underline{k}^T = \frac{\underline{N}^T + \underline{b}^T \underline{P}}{2 r_1}$$

[24] forrás szerint az állapot-visszacsatolt rendszer akkor lesz stabil, ha a $\underline{P}$ mátrix pozitív definit, vagyis minden sajátértéke pozitív. Ezt ellenőrizzük a fent említett MATLAB kódban is. Az állapot-visszacsatolást alkalmazó elrendezésnek megfelelő sematikus ábra:



34. ábra Az állapotvisszacsatolással szabályozott rendszer

Ahogy az ábrán is látható, a módszer feltételezi, hogy ismerjük az állapottér-modellben szereplő összes (belső) állapotváltozó értékét. Természetesen jelen feladat tekintetében ez a feltételezés nem reális, hiszen nincs lehetőségünk az autónkban az összes állapotváltozó folyamatos mérésére. Viszont egy megfelelően választott $\underline{c}^T$ vektor alkalmazása esetén a rendszer y kimenetét mérni tudjuk. Ahogy korábban utaltunk rá, ilyen kimenet lehet például a rugózott és rugózatlan tömeg pozíciójának vagy sebességének különbsége.

6.2.2 Állapotmegfigyelő alkalmazása

Ezen probléma megoldásához egy állapotmegfigyelő alkalmazása vezethet, a [24] forrásban leírtak alapján. Ennek - ahogy az a következő ábrán is látható - a lényege, hogy nem a fizikai rendszer belső állapotváltozóit csatoljuk vissza (hiszen ezeket nem ismerjük), hanem egy állapotmegfigyelő segítségével, a mért adatok alapján becsüljük a rendszer belső állapotváltozóit, és ez alapján alakítjuk ki az u beavatkozó jelet. A szeparációs elv alapján egymástól függetlenül lehet tervezni a visszacsatolás erősítési vektorát (a fentebb ismertetett LQR tervezési módszerrel) és az állapotmegfigyelő $\underline{l}$ vektorát.

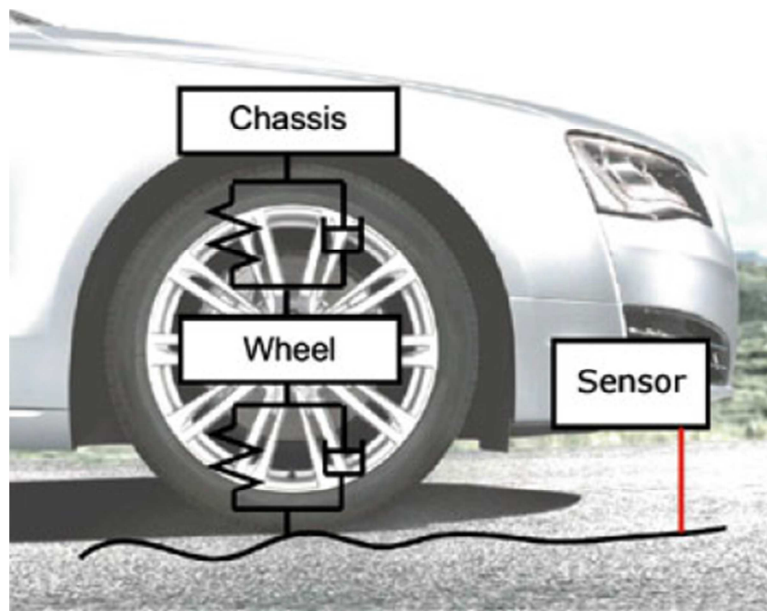


A [24] forrás alapján viszont az állapotmegfigyelő tervezéséhez további ismeretekre lenne szükség a rendszert jellemző mérési zajról és a „zajként”, zavarásként felfogott útgerjesztésről. Mivel ezek nem állnak rendelkezésre jelen dolgozat keretein belül, és a következőkben használt AMESim rendszerben lehetőségünk van a belső állapotváltozók „mérésére” is, így a korábbi tervezés eredményeként kapott teljes állapot-visszacsatolást használjuk. Későbbiekben viszont, egy valós alkalmazásnál, esetleg egy későbbi hardware-in-the-loop modellnél fontos részét képezheti a megvalósításnak.

6.3 DFF szabályozó

Ennél a szabályozónál előre kell vizsgálnunk az útgerjesztést, ami a korábbiakban leírtak szerint problémás, de a jövőben reális lehetőség lehet, ezért vizsgáljuk. A szabályozót a [27] mutatja be részletesen.

Ahogy látjuk itt a futómű mérhető összenyomódása mellett az útprofil vizsgálata szükséges, annak a második deriváltjára van szükség. Ez zajokat eredményezhet a magasabb frekvenciákon, így szükség van egy aluláteresztő szűrőre is.



36. ábra A szenzor elhelyezése a DFF szabályozónál Forrás: [27]

Az útgerjesztést előre vizsgáló szenzort az ábrán jelölt módon helyezik el, a kerék előtt ismert távolságra. A sebesség ismeretében kiszámíthatjuk, mennyi idővel később „jut el” a gerjesztés a kerékhez. A [27] forrás laboratóriumi körülmények közt ért el ezzel a megoldással eredményeket. Jelen dolgozatban nem tárgyaljuk részletesebben ezt a megoldást a felépítés bizonytalanságai miatt, azonban egy későbbi kutatás témájául szolgálhat ez a megoldás, ahol nagy hangsúlyt kell fektetni a szenzor tervezésére, elhelyezésére és az általa mért jelek feldolgozására.

7 Szimulációk az AMESim rendszerrel

Az **AMESim** (**A**dvanced **M**odeling **E**nvironment for performing **S**imulations of engineering systems – „fejlett modellezési környezet műszaki szimulációk elvégzésére”) rendszert a Siemens csoport LMS Imagine.Lab nevű részlege készíti. Ez a szoftver képes több szakterületről származó komponenseket tartalmazó rendszerek modellezésére, külön hangsúlyt fektetve az intelligens rendszerekre, így ideális választás jelen dolgozat céljára. A most elkészített modellt a későbbiekben az aktív futómű komponenseinek pontosabb meghatározása, megtervezése során könnyedén bővíthetjük. Nem jelent problémát a villamos, pneumatikus vagy hidraulikus rendszerek modellezése sem (vagy az előbbiek valamilyen kombinációja), így elég sok lehetőséget hagyunk nyitva.¹ A szoftvernek van egy járműdinamikai könyvtára is, ezt használjuk jelen fejezet későbbi részében. Ezt a könyvtárat az LMS Imagine.Lab és a PSA konszern (Peugeot, Citroën) együttműködésével készítették. [26]

Az AMESim által használt Bond gráfos modellezési elv, mely úttörő mechatronikai alkalmazás a Mechatronika, Optika és Gépészeti Informatika Tanszéken, egy olyan egyértelmű ábrázolási eszköz az általános energetikai folyamatok rendszerének leírására, amely segíti a rálátást a rendszerek viselkedésére. Vektoros formában tömör leírást ad az komplex rendszerekről. Továbbá, az ok-okozati összefüggések jelölése nem csak rendszer egyenleteinek megfogalmazását biztosítja, hanem a rendszerek intuitív értelmezését, irányíthatóságát, megfigyelhetőségét, hibadiagnosztikát is, melyeket előszeretettel használnak grafikus felülettel rendelkező szoftverek.

A következőkben a szabályozó működését vizsgáljuk. A modellezett jármű egy kisméretű, városi jármű. Alapul a Mitsubishi sorozatgyártásban is kapható, villamos hajtású i-MiEV gyártmánya szolgál. A BME Gépjárművek és Járműgyártás Tanszéken található járművön végzünk méréseket, valamint a szakirodalomban található adatok alapján határozzuk meg a jármű paramétereit a modell megalkotásához. Először egy, a szoftverben létrehozott negyedjármű-modellen vizsgáljuk a szabályozó működését, majd a létrehozott teljes járműmodellen is megmutatjuk a hatását.

Jelen fejezetben a korábban bemutatott aktív felfüggesztés megoldások közül a lineáris csőmotoros megoldásra jellemző paraméterekkel számolunk, mivel ezek aránylag kevés

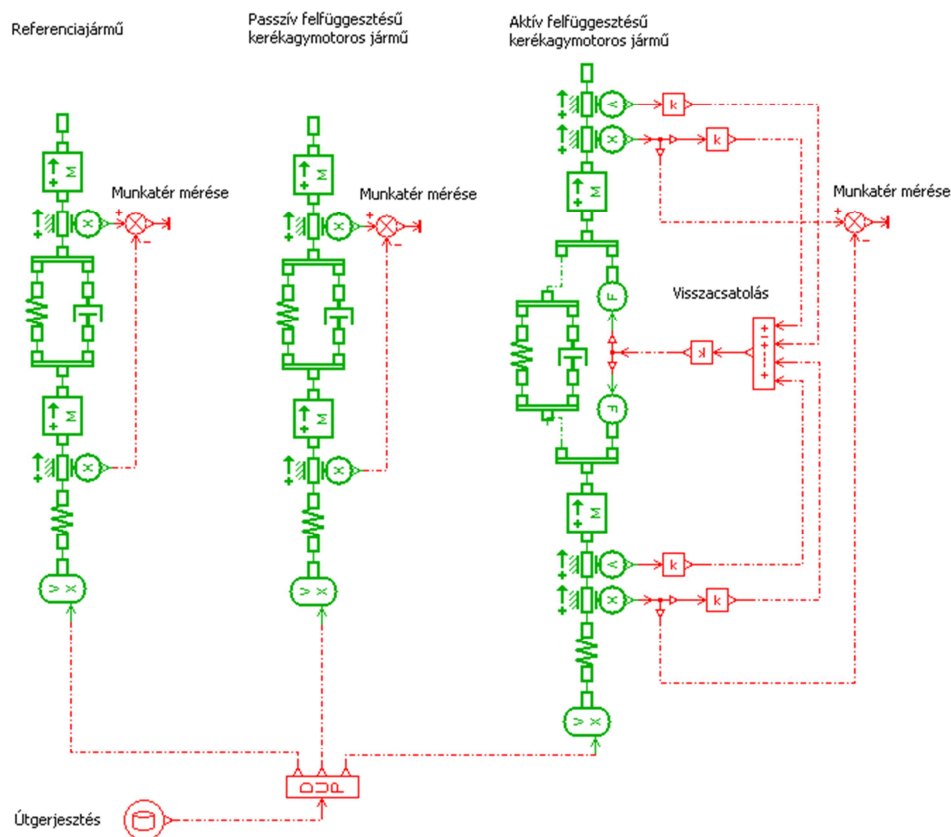
¹ Siemens PLM hivatalos oldal, AMESim-et bemutató aloldal,
http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/lms/imagine-lab/amesim/ [elérve: 2014 október 5.]

megkötést jelentenek, kicsi az időkésésük, és nagy a sávszélességük, így ezeket elhanyagolva is reális marad a szimulációnk eredménye. Későbbi kutatások célja lehet összetettebb, más komponensekkel dolgozó megoldás vizsgálata, a lehetőségek adottak erre is.

7.1 Negyedjármű-modell szimulációja

7.1.1 Elrendezés

A szabályozók működésének hatásait, a tervezett rendszerek létjogosultságát a szoftverben létrehozott „összehasonlítás” segítségével vizsgáljuk. 3 darab negyedjármű-modellt vizsgálunk egyszerre, közös útgerjesztéssel, melynek felépítését a 37. ábrán követhetjük figyelemmel.



37. ábra: Negyedjármű modell elrendezése az AMESim rendszerben

- egy „hagyományos” elrendezésű, eredeti járműnek megfelelő paraméterekkel bíró passzív modellt
- egy megváltoztatott tömegekkel bíró, a kerékagymotoros elrendezésnek megfelelő passzív modellt
- illetve egy megváltoztatott tömegekkel bíró, a kerékagymotoros elrendezésnek megfelelő aktív modellt, az általunk tervezett LQR-szabályozóval

A közös útgerjesztés lényege, hogy láthatjuk, hogy azonos körülmények között hogyan viselkednek a különböző rendszerek. Az útgerjesztés esetünkben egy $0.1 [m]$ -es padkára vagy „fekvőrendőrrre” való fel majd lehajtást mutat be.

7.1.2 Paraméterek meghatározása

Ehhez a szimulációhoz a rugózott és rugózatlan tömegeket, a rugómerevségeket és a csillapítási tényezőt kell meghatározni.

Az össztömegre [30] alapján $m_{tot} = 1110 [kg]$ üres tömeget vesszük alapul. [26] alapján a referencijármű egy felfüggesztésére vonatkozó első rugózatlan tömeget $m_{us,e,r} = 30 [kg]$ -ra, a hátsót pedig $m_{us,h,r} = 25 [kg]$ -ra becsüljük. Ennek megfelelően a rugózott össztömeg a referencijármű esetén $m_{s,tot,r} = 1000 [kg]$. A [25] forrásban megtalálható a jármű súlypontjának a geometriai helye. Ebből és a [30] forrásból megismert tengelytávból kiszámíthatjuk, hogy a jármű súlyelosztása körülbelül 47-53 az első-hátsó tengelyek tekintetében. Ennek megfelelően a referencijármű egy felfüggesztésére vonatkozó első rugózott tömeget $m_{s,e,r} = 235 [kg]$ -ra, a hátsót pedig $m_{s,h,r} = 265 [kg]$ -ra becsüljük.

A kerékagymotoros jármű esetén [21] alapján a kerékagymotorok tömegét – a korábban vizsgált BMW-ben alkalmazotthoz képest a kisebb teljesítményigény miatt kisebb – $m_{motor} = 20 [kg]$ -ra becsüljük. Ennek megfelelően a módosított tömegek egy-egy felfüggesztésre: első rugózatlan tömeg $m_{us,e,k} = 50 [kg]$, hátsó rugózatlan tömeg $m_{us,h,k} = 45 [kg]$, első rugózott tömeg $m_{s,e,k} = 215 [kg]$ míg a hátsó rugózott tömeg $m_{s,h,k} = 245 [kg]$. Táblázatosan összefoglalva:

Mitsubishi i-MiEV	referencia		agymotoros	
	első	hátsó	első	hátsó
$m_s [kg]$	235	265	215	245
$m_{us} [kg]$	30	25	50	45

A rugómerevségeket [21] és [26] alapján határozzuk meg, a megadott jellemző értékek alapján. A [21] forrás alapján, az ott leírt okok miatt az aktív futómű használata esetén a csillapítási együtthatót kisebbre választjuk, hogy a szabályozó hatékonyabban tudjon működni. A használt rugómerevségek és csillapítási tényezők táblázatos formában:

i-MiEV	referencia		agymotoros, passzív felfüggesztéssel		agymotoros, aktív felfüggesztéssel	
	elől	hátsó	elől	hátsó	elől	hátsó
$s_s^2 [N/m]$	17000	17000	17000	17000	17000	17000
$k_s [Ns/m]$	1500	1200	1500	1200	1300	1000
$s_t [N/m]$	200000	200000	200000	200000	200000	200000

7.1.3 Szabályozó konfigurációja

A szabályozó a 7.2 pontban részletesen leírt módon tervezett LQR-szabályozó. A q_i súlykonstansok különböző megadásával lehet hangolni a szabályozót, ennek megfelelően különböző konfigurációkat használunk jelen fejezetben.

A különböző q súlyvektorokhoz tartozó k erősítési vektorokat a korábban említett, mellékelt MATLAB kód segítségével határozzuk meg. A [6] és a [21] alapján egy villamos aktuátorral kifejezhető erő csúcserőke könnyen lehet $F_{peak} = 2.5-4 [kN]$ és a tartósan kifejezhető erő értéke pedig $F = 1 [kN]$ körüli érték. Ennek megfelelően határozzuk meg a súlyok nagyságrendjét kísérletezéssel. Az iteratív eljárás eredményeként két-két szabályozó-erősítést mutatunk be az első és a hátsó futómű esetén is, egy standard és egy erősebb megoldást.

7.1.4 Szimulációk eredménye

7.1.4.1 Standard beállítás

A $q_1 = 10^{14}$, $q_2 = 10^5$, $q_3 = 10^6$, $q_4 = 1$ súlyvektor által meghatározott k erősítési vektor az első és a hátsó kerék esetén:

$$\underline{k}_{első,standard} = \begin{bmatrix} -364.5529 \\ -7425.2427 \\ 364.5587 \\ 7425.3034 \end{bmatrix}, \quad \underline{k}_{hátsó,standard} = \begin{bmatrix} -173.3969 \\ -6570.2854 \\ 173.4024 \\ 6570.3563 \end{bmatrix},$$

A P vektor sajátértékei pedig mindkét vektornál pozitívak, tehát a szabályozott rendszer stabil.

A következő grafikonok a szimuláció eredményeit mutatják. Ahol a különböző járműveket hasonlítjuk össze, ott a piros a referenciajármű, a zöld a passzív felfüggesztésű

² Jelen fejezetben a dinamikai jelöléseket használjuk, hogy összhangban legyünk a használt irodalmakkal és szoftverrel. Nem indokolt az irányítástechnikai jelölések használata, ugyanis végig időtartományban maradunk, nem használjuk az s Laplace-operátort, így nem megtevésztő a rugómerevséget s -sel jelölni.

kerékagymotoros jármű, a kék pedig az általunk tervezett szabályozóval ellátott, aktív felfüggesztésű kerékagymotoros jármű.

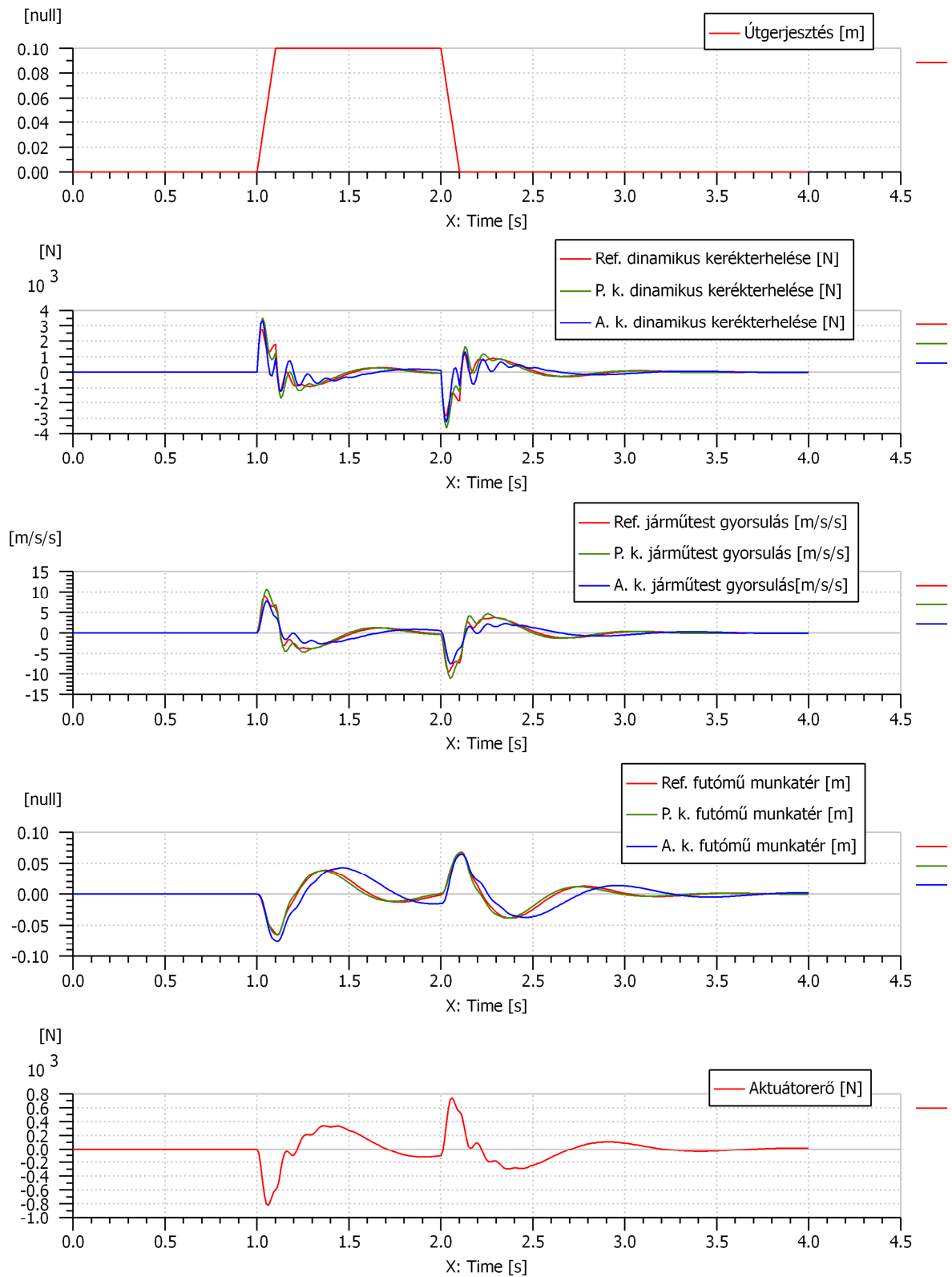
7.1.4.1.1 Első futómű

Ahogy a grafikonon látható, a dinamikus kerékterhelés a hirtelen változásoknál nem tudja azonnal minimalizálni a kerékterhelést (ehhez előre kéne tudni a gerjesztést), viszont utána kisebbek a dinamikus kerékterhelések a referenciajárművet jellemző értékeknél is.

A járműtest gyorsulása az utazási kényelemmel van szoros kapcsolatban. Ahogy látható, a gyorsulások amplitúdója kisebb a referenciajárművet jellemző értékeknél, a jármű várhatóan jobb utazási kényelemmel fog rendelkezni ez alapján. (Azért várhatóan és nem biztosan, mert az utazási kényelem az amplitúdó mellett a jellemző frekvenciáktól is függ, ez további vizsgálatokat igényel. [7] [8])

A fentebbi előnyökért láthatóan a felfüggesztés munkaterének kisebb növekedésével „fizettünk meg”, de ez csak néhány százaléknyi növekedést jelent, valószínűleg nem igényli a konstrukció módosítását.

Ahogy láthatjuk, az ébredő aktuátorerők csúcsa 800 [N] alatt van, így megfelel a specifikációnak, nem lépjük túl az aktuátor által kifejezhető erő határát még ennél az extrémnek számító manővernél sem.



38. ábra Első futómű standard szabályozással

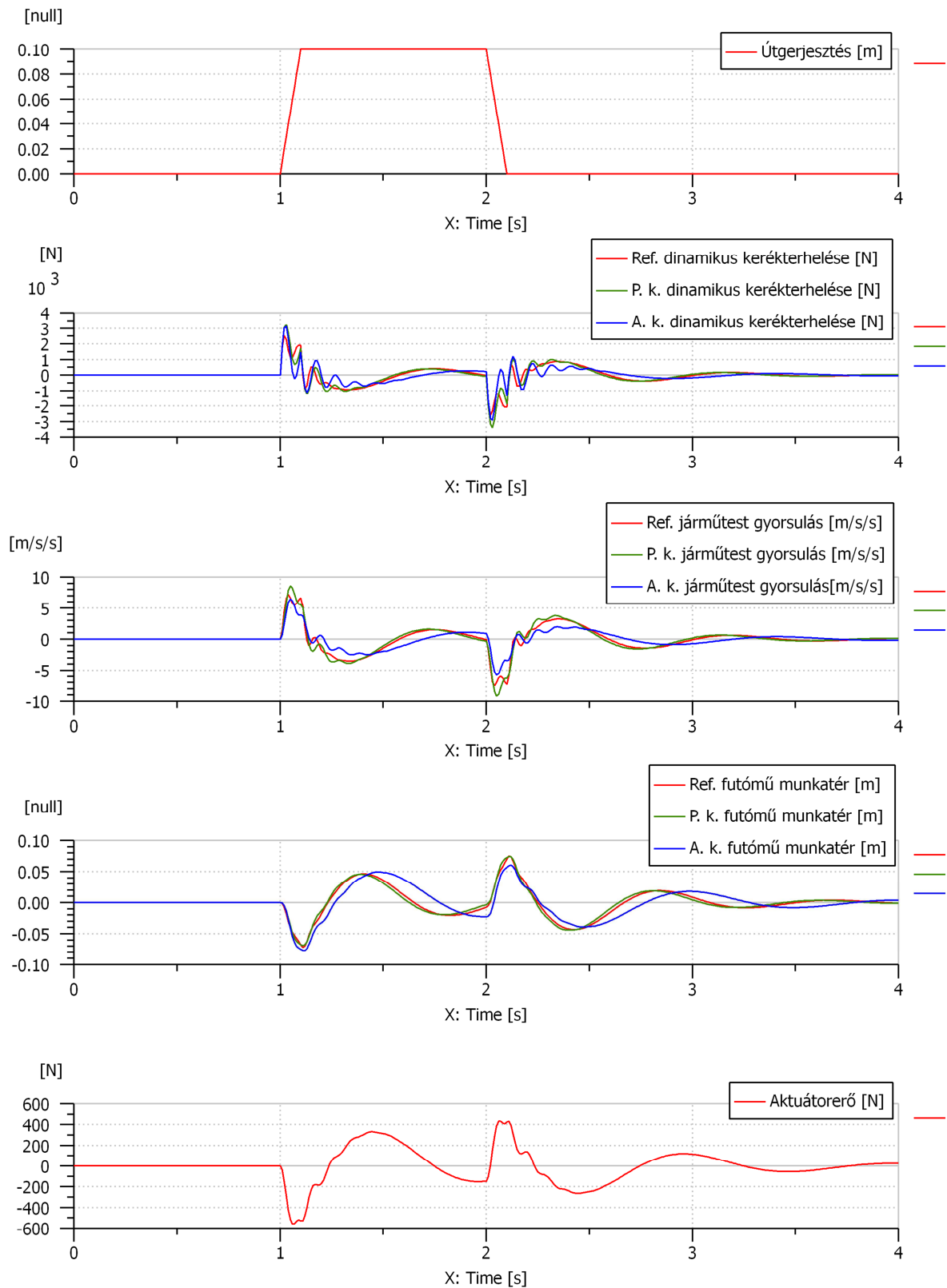
7.1.4.1.2 Hátsó futómű

A dinamikus kerékterhelés szempontjából az első felfüggesztéshez hasonló a helyzet, valamelyest javult a dinamikus kerékterhelés értéke, ami a célunk volt a szabályozó tervezésével.

Az első felfüggesztéshez hasonló eredményt kaptunk a járműtest gyorsulás tekintetében is, vagyis a jármű utazási kényelme várhatóan javul összességében is.

Azt is láthatjuk, hogy a hátsó felfüggesztés esetén a munkatér nem nőtt jelentősen, sőt a 2 [s] utáni esetekben jelen körülmények között valamelyest csökkent is. Nem volt elsődleges célunk a munkatér módosítása, így az eredmény megfelelő.

Az aktuátorerő csúcsértéke alig haladja meg a 400 [N]-t, ez elérhető az aktuátorokkal, így ezt a kritériumot is teljesítettük.



39. ábra Hátsó futómű standard szabályozással

7.1.4.2 Erősebb beállítás

A $q_1 = 10^{14}$, $q_2 = 10^6$, $q_3 = 10^6$, $q_4 = 1$ súlyvektor által meghatározott $\underline{k}$ erősítési vektor az első és a hátsó kerék esetén:

$$\underline{k}_{\text{első,erős}} = \begin{bmatrix} -748.5068 \\ -13420.4761 \\ 748.5083 \\ 13420.4847 \end{bmatrix}, \quad \underline{k}_{\text{hátsó,erős}} = \begin{bmatrix} -460.0444 \\ -12947.643 \\ 460.0469 \\ 6570.3563 \end{bmatrix}$$

A P vektor sajátértékei pedig mindkét vektornál pozitívak, tehát a szabályozott rendszer stabil.

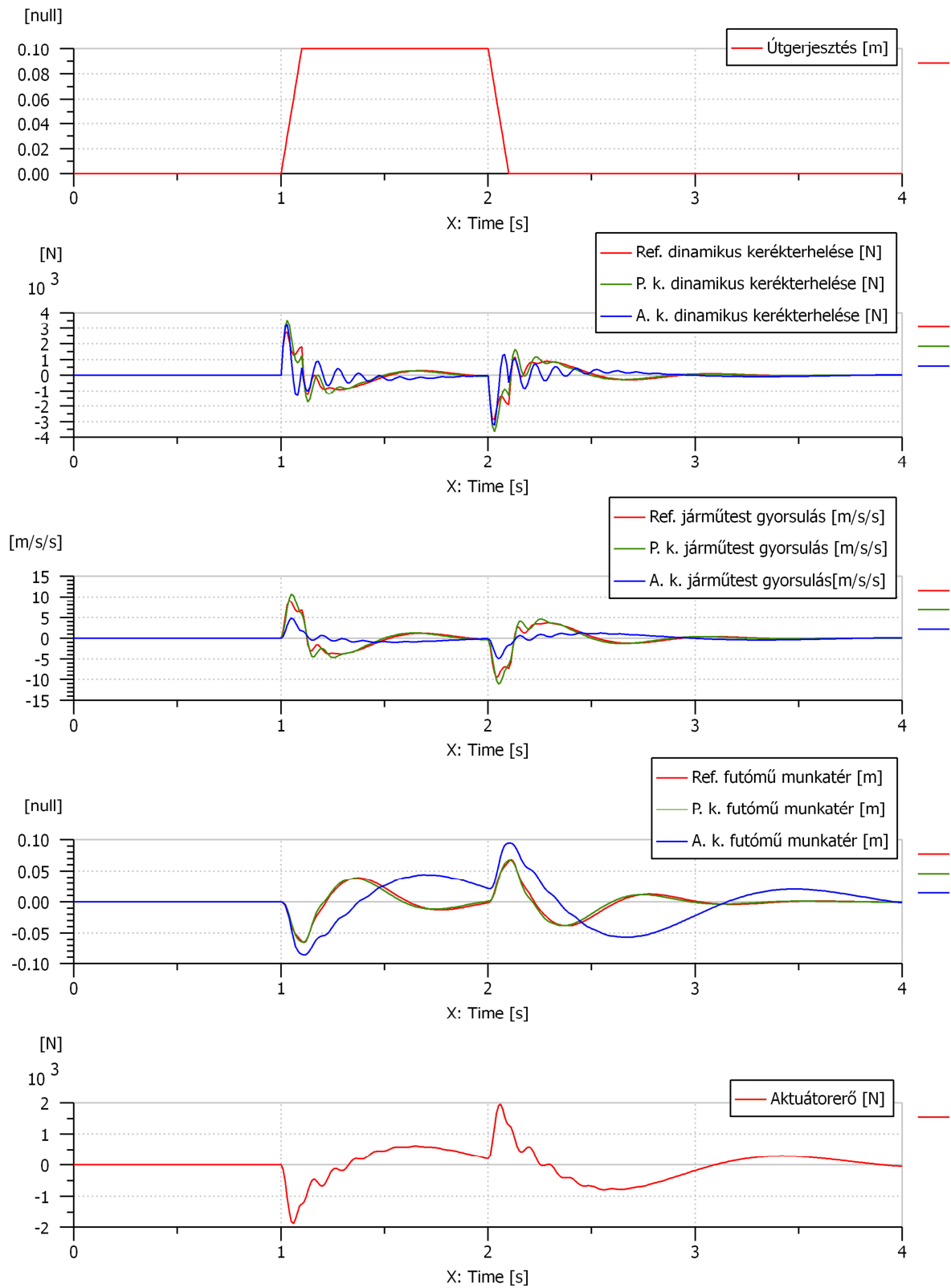
7.1.4.2.1 Első futómű

A standard szabályozáshoz képest még nagyobb mértékben csökkent a dinamikus kerékterhelés, és gyorsabban csillapodik a referencijárműnél is, így várhatóan jobb menetdinamikai tulajdonságokat érhetünk el. A gerjesztés előzetes ismeretével lehetne az első csúcsot is csökkenteni.

Ahogy látható, a járműtest-gyorsulások jelentősen csökkentek a referencijárműhöz képest is (körülbelül a felére csökkent a csúcsérték, és gyorsabban is csillapodik), így várhatóan jelentősen nő az utazási kényelem.

A felfüggesztés munkatere megnőtt, közel másfélszeresére a csúcsérték, amire méretezni kell. Meg kell vizsgálni, hogy ezt megengedi-e a konstrukció, esetleg azt meg kell változtatni, vagy ennek megfelelően kell megtervezni a felfüggesztést.

Az erősebb szabályozás esetén ennél az extrém esetnél az aktuátorerő a 2 [kN]-os határ alatt marad, amit csak rövid ideig kell kifejtenie, és utána az 1 [kN]-os határ alá megy az erő, így megfelel az aktuátor által kifejtendő erőtartománynak.



40. ábra Első futómű erősebb szabályozással

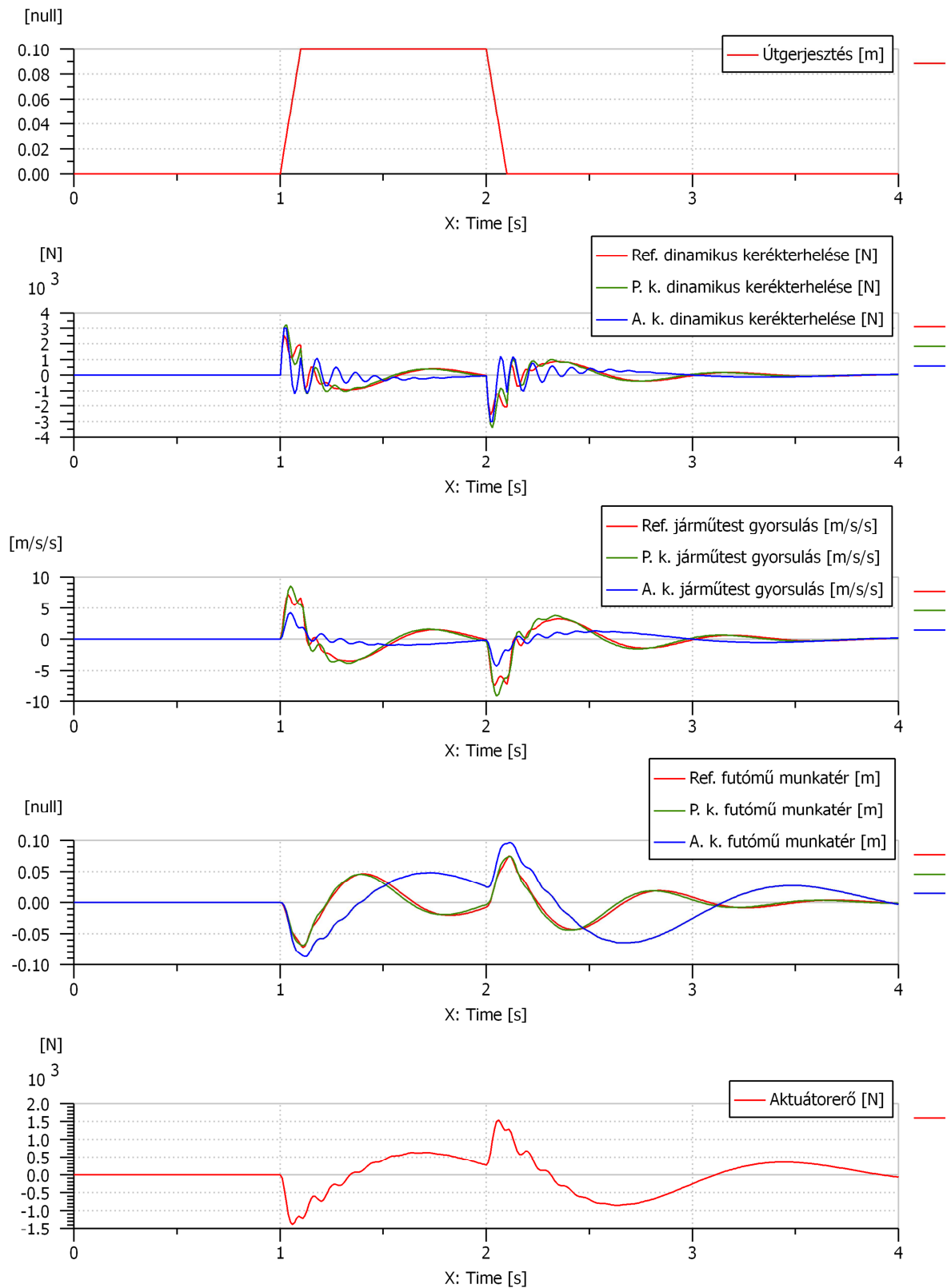
7.1.4.2.2 Hátsó futómű

A dinamikus kerékterhelés gyorsabban csillapodik, mint a passzív futóműves esetekben, így a jármű előbb nyerheti vissza a megfelelő tapadást, a szabályozás hatásos a hátsó kerék esetén is.

A standard szabályozáshoz képest jelentősebb javulást értünk el a járműtest gyorsulásban, ahogy az várható is volt. Az amplitúdó is körülbelül a felére csökkent a passzív futóműves esethez képest, és gyorsabban cseng le a függvény, így a szabályzás várhatóan jelentős javulást okoz az utazási kényelem szempontjából.

Az első futóműhöz képest kevésbé jelentős arányaiban a munkatér növekedése, de eltérőek a futóművek kialakításai is, így itt is mindenképpen meg kell vizsgálni, hogy a konstrukció lehetővé teszi-e ezt a szabályozást, esetlegesen át kell dolgozni azt.

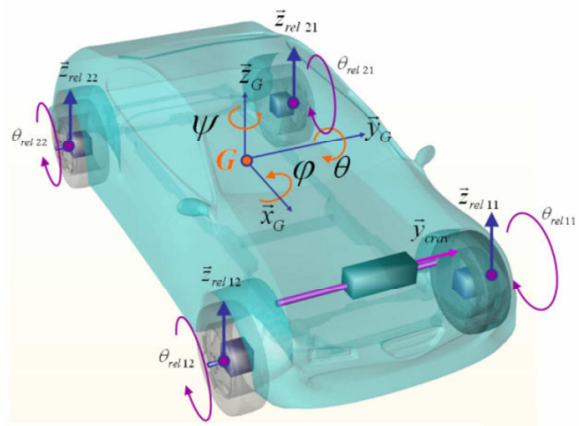
A $1.5 [kN]$ körüli csúcserő és az annál kisebb jellemző érték megfelel az aktuátorok által kifejtendő erőnek, tehát a szabályozás megvalósítható.



41. ábra Hátsó futómű erősebb szabályozással

7.2 Mitsubishi i-MiEV járműmodell

Az AMESim rendszer Vehicle dynamics könyvtárában található 15 szabadságfokú járműmodellt fogjuk a következőkben használni. A képen láthatóak a szabadságfokok: a járműtest x , y és z irányú lineáris elmozdulása, ezen tengelyek körüli elfordulás (φ - távolgyás, θ bólintás, ψ - legyezés), a kormányzás y pozíciója, valamint minden egyes kerék relatív z_{rel} relatív berugózása és θ relatív elfordulása.



42. ábra A 15 szabadságfokú járműmodell szabadságfokai Forrás: [26]

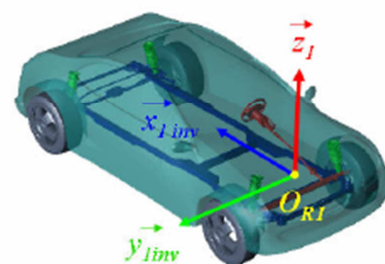
A jármű virtuális reprezentációjának megalkotásához különböző paramétereket kell megadni a szoftverben. Számunkra a legfontosabb paraméterek a futóművet jellemző paraméterek. A kerekek összetett mozgásának leírását a könyvtár úgy kezeli, hogy a paramétereket az adott futóműhöz tartozó z koordináta függvényében kell megadni.

A többi jellemzőt, például a gravitációs középpont elhelyezkedését, a jármű kerekeinek elhelyezkedését, valamint a megfelelő tömegeket, merevségeket is meg kell adni. Amelyik jellemzőt nem tudtuk lemérni, vagy a szakirodalom alapján meghatározni, azt az könyvtárban található, adott járműosztályra jellemző template segítségével adjuk meg.

7.2.1 Paraméterek

A futóműgeometria meghatározásához a Gépjárművek és Járműgyártás tanszék Mitsubishi i-MiEV járművén végzett mérések alapján történt. A számítások a **V. mellékletben** vannak levezetve. A geometria további meghatározásához szükség van a kerekek helyének megadására. A jármű koordináta-rendszerének helyére nincs jelenleg még más megkötésünk, ezért célszerűen a jármű tömegközéppontjába helyezzük azt. A [30] és [25] forrásban talált méretadatok alapján már meg tudjuk

Inverse Carbody Frame
"Grid Frame"



43. ábra Grid Frame Forrás: [26]

határozni a kerekek pozícióját. Az előjeleket a [26] forrásban leírt „Grid Frame” szerint kell értelmezni, amit az ábrán is láthatunk. Az AMESim rendszer azért használja ezt az előjelkonvenciót a járműelemek megadására, mert több járműgyártó is így adja meg a járműelemek elhelyezkedését. [26]

A [30] és [25] források alapján a kerekek középpontjának a helye táblázatos formában:

i-Miev	x [mm]	y [mm]	z [mm]
bal első (11)	-1351	-662	-559
jobb első (12)	-1351	628	-559
bal hátsó (21)	1199	-662	-559
jobb hátsó (22)	1199	628	-559

A tömegekre, rugómerevségekre és csillapítási tényezőkre a negyedjármű-modellnél már meghatározott paramétereket fogjuk használni. (8.1.2. fejezet). A többi értéket (tehetetlenségi nyomaték, stb.) pedig az AMESim Vehicle Dynamics könyvtárában megadott, A-szegmensbe tartozó autókat jellemző adattáblából töltjük ki.

A szimulációkhoz az erősebb szabályozási algoritmust használjuk. Vegyük észre, hogy a $\underline{k}$ erősítési vektorokban jó közelítéssel $-k_1 = k_3$ és $-k_2 = k_4$. Ennek megfelelően vehetjük úgy, hogy

$$\underline{k} = \begin{bmatrix} -a \\ -b \\ a \\ b \end{bmatrix}$$

így a visszacsatolás

$$\underline{kx} = -ax_1 - bx_2 + ax_3 + bx_4 = a(x_3 - x_1) + b(x_4 - x_2) =$$

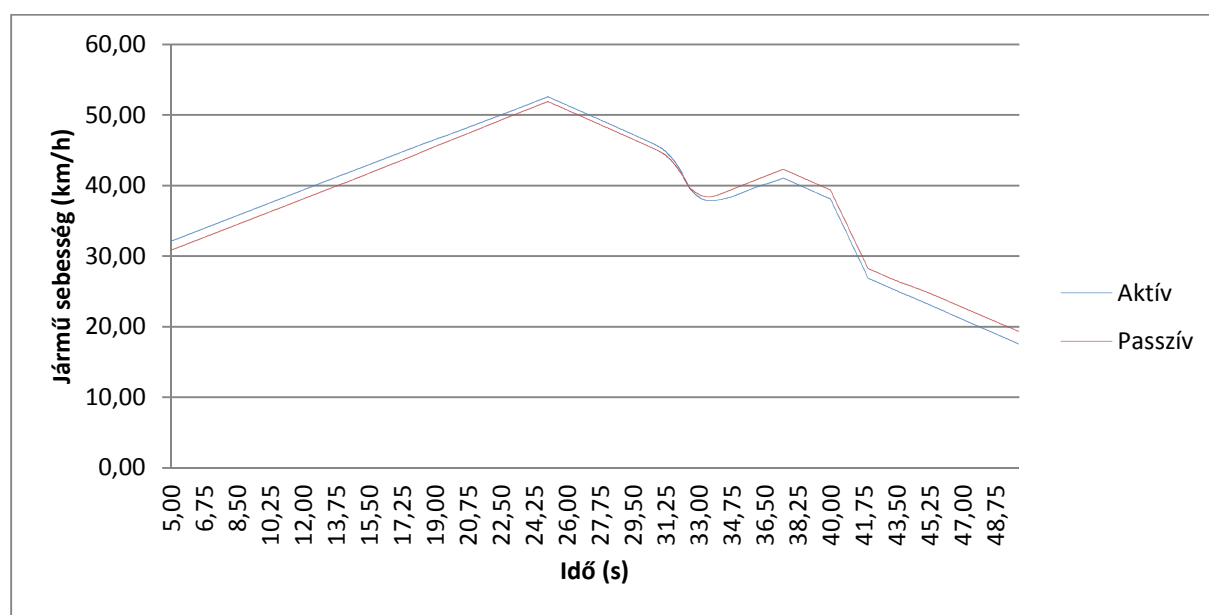
$$a(\dot{z}_t - \dot{z}_b) + b(z_t - z_b) = a\dot{z}_{rel} + bz_{rel}$$

A szabályozást ennek megfelelően valósítjuk meg a teljes járműmodell esetén. A teljes járműmodell elrendezését a **44. ábrán** szemléltetjük.

7.3 Teljes járműmodellen végzett szimulációk

7.3.1 Rövid tesztkör

Egy rövid, vezérelt tesztkört hozunk létre. Ez egy gyorsításból, egy kanyarodásból, a kanyarból való kigyorsításból és egy fékezésből áll. Az útmodell egy, a szoftver által generált, rossz minőségűnek számító egyenetlen talaj. Az összehasonlítás kedvéért a passzív rugózású kerékagymotoros autót is lemodelleztük, és azonos gerjesztéssel futtattuk. A kezdeti értékek pontatlan beállítása miatt az eredményeket csak 5 [s]-től vesszük figyelembe.

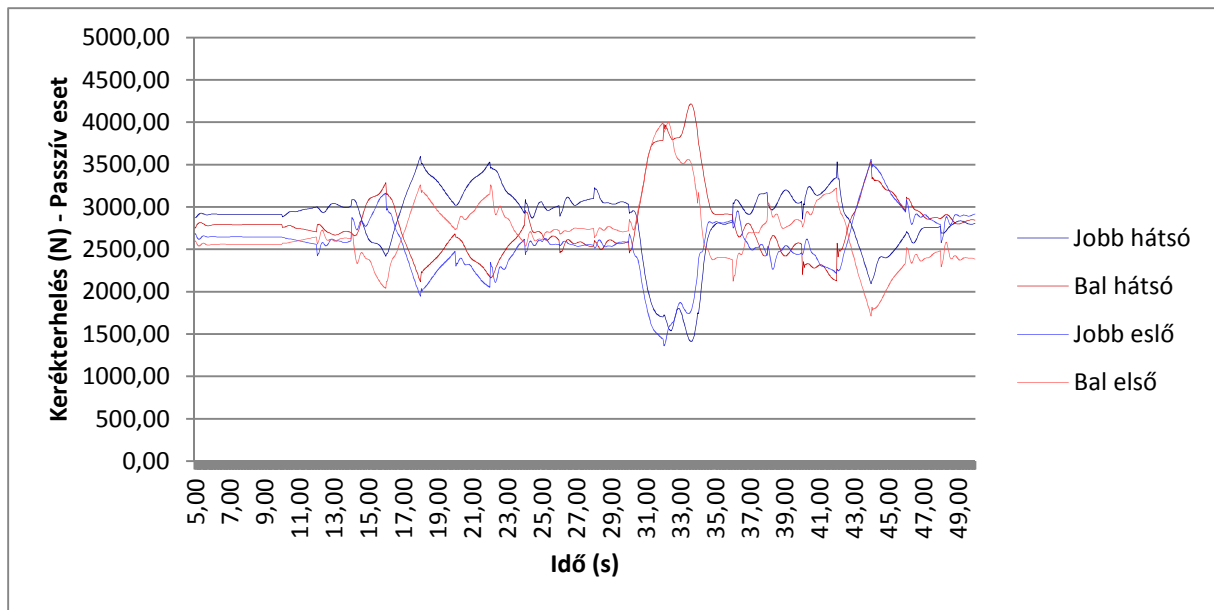


45. ábra Járműsebesség a teljes járműmodell szimulációja alapján

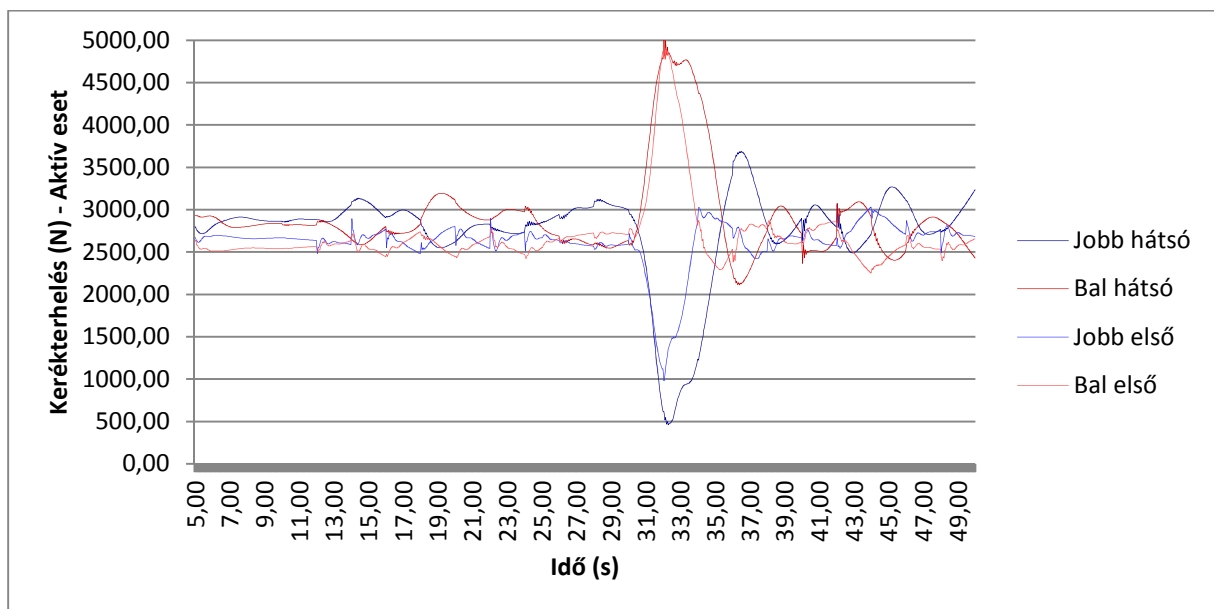
A jármű sebességek (45. ábra) közt lényegi különbség nem figyelhető meg, eleinte az aktív felfüggesztésű jármű ér el nagyobb sebességet az egyenes vonalú gyorsítás során, majd 30 [s] után a kanyarodás, valamint a kigyorsítás alatt több sebességet veszít, és ez a későbbiekben is így marad.

A legérdekesebb eredmény a kerékterhelések vizsgálata során született. A korábbi vizsgálatok alapján a dinamikus kerékterhelés (vagyis a kerékterhelés változásának) minimalizálása volt az (egyik) elsődleges cél. A negyedjármű-modell alapján úgy tűnt, hogy ezt a feladatot sikeresen ellátja a szabályozónk, ugyanakkor a jármű mozgásainak egy részét ebben az esetben (a modell egyszerűsége miatt természetes módon) elhanyagoltuk.

A teljes járműmodell szimulációja alapján a 46. és 47. ábrára tekintve láthatjuk, hogy mi a helyzet, ha ezeket a dinamikai hatásokat is figyelembe vesszük.

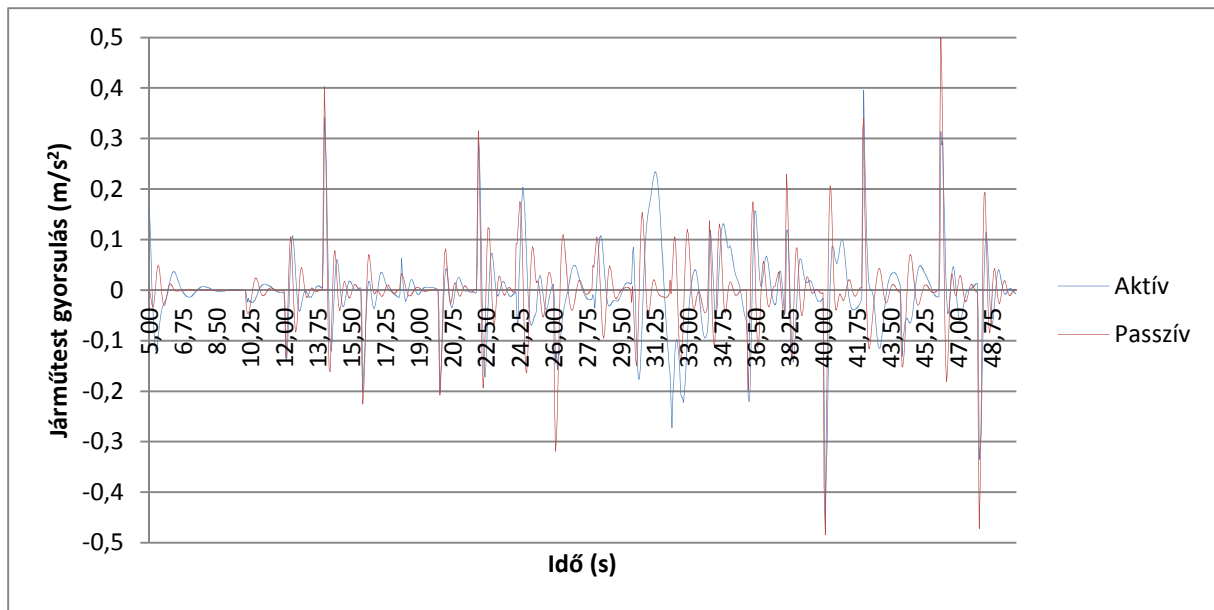


46. ábra Kerékterhelések a teljes járműmodell szimulációja alapján - passzív eset



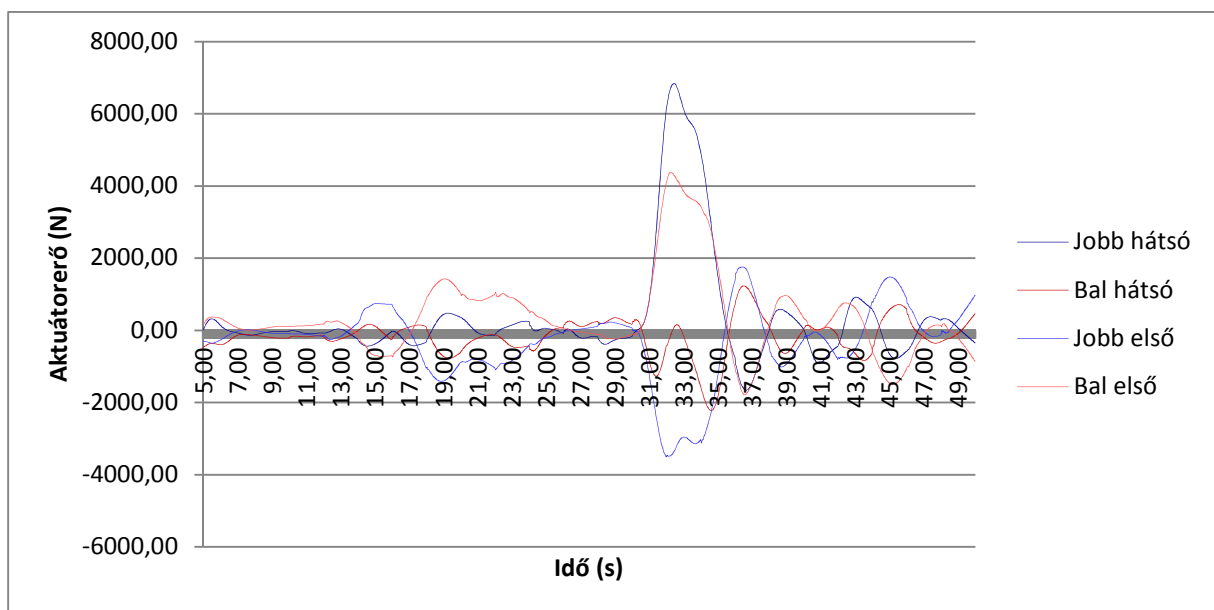
47. ábra Kerékterhelések a teljes járműmodell szimulációja alapján - aktív eset

Ahogy a fenti ábrákon látható, az egyenes haladás, gyorsítás és a 40 [s]-től bekövetkező fékezés során a szabályozó hatékonyan, a vártan megfelelően működik, jóval kisebb a dinamikus kerékterhelés, mint a passzív felfüggesztés esetén. Azonban a kanyarodáskor rosszabb a helyzet. Ez érthetővé teszi a nagyobb sebességvesztést is, amit a 45. ábrán láthatunk, ezzel egyúttal bemutatja a dinamikus kerékterhelések jelentőségét is. A szabályozó a kanyarokban nem segít, sőt káros a jármű viselkedésére, így kanyarokban másfajta szabályozásra van szükség, esetleg több szabályozó összehangolására. Ezen szabályozók tervezéséhez viszont a korábban felépített negyedjármű-modell nem elégséges.



48. ábra Járműtest gyorsulások a teljes járműmodell szimulációja alapján

Ahogy a 48. ábrán látható, az aktív felfüggesztésű jármű járműtest gyorsulásai is a kanyarodás során kedvezőtlenebbek, a többi esetben viszont a passzív felfüggesztésű jármű gyorsulásai alatt marad, azaz jobb a komfort.



49. ábra Aktuátorerők a teljes járműmodell szimulációja alapján

A 49. ábrán látható, hogy az aktuátorerők a kanyarodás kivételével az aktuátorok által biztosítható határokon belül maradnak. A kanyarodás esetén pedig a korábban leírtak miatt is másfajta szabályozásra van szükség.

8 Értékelés, következtetések, további kutatási lehetőségek

A dolgozat során a célkitűzéseknek megfelelően megvizsgáltuk a futóművek geometriai jellemzőit, sorra vettük a jelenleg létező aktív felfüggesztés megoldásokat. Megvizsgáltuk a különböző szabályozási lehetőségeket. Felállítottunk egy negyedjármű-modellt, amit a céljainknak megfelelően módosítottunk. Megmutattuk a kerékagymotor által okozott dinamikai hatásokat, kiemelve a nagyobb hátrányokat, amiknek mérséklése a cél lehet. Erre terveztünk egy LQR-szabályozót a negyedjármű-modell alapján, a tervezés elméleti hátterét is bemutatva, a részletes levezetést mellékeljük.

A szabályozás hatásosságát, működését az AMESim rendszerben vizsgáltuk meg. A negyedjármű-modellen végzett szimulációk alapján kijelenthetjük, hogy a szabályozó – a tervezés során figyelembe vett körülmények között – képes a célnak megfelelően működni. A dolgozat során felépített teljes járműmodellen végzett szimulációk alapján viszont a jármű kanyarodása során nem megfelelő az általunk tervezett szabályozás, ezt nem tudtuk figyelembe venni a negyedjármű-modell alapján.

A probléma megoldásához, egy átfogóbb szabályozás tervezéséhez a negyedjármű-modell alapján végzett szabályozást egy bővebb dinamikai modell, például egy több szabadságfokú, teljes járműmodell alapúra kell kiterjeszteni. A szabályozó tervezéséhez tartozó matematikai levezetés lehetővé teszi ezt a bővítést, a mechanikai modell megfelelő felállítása a fő feladat.

A kanyarodás közbeni problémák megoldására a már létező aktív rendszerek közt is van megfelelő megoldás (hiszen ez nem specifikusan kerékagymotoros probléma), az aktív stabilizátorok például ilyenek, a szabályozásokat viszont megfelelően össze kell hangolni, nehogy az aktuátorok egymás ellen dolgozzanak. A szabályozót továbbá össze lehet kötni a jármű többi menetdinamikai szabályozó egységével, például a blokkolásgátlóval (ABS), a kipörgésgátlóval, vagy stabilitási programmal (ESP). Például lehetőség lenne a kipörgő kerékre adott nagyobb erővel „odaszorítani” a talajhoz, vagy pont fordítva, télen a kis tapadású területen lévő kerék helyett (pl jég) a többi kerékre nagyobb terhelést adni.

Egy további fejlesztési lehetőség, hogy az LQR-szabályozó MPC alapú szabályozóra cserélésével [22] forrás szerint javulás érhető el, a későbbiekben ez is vizsgálható.

További lehetőség a szoftveren belül maradva, hogy lehetőség van egy virtuális vezető használatára is, ami képes egy megadott útvonalat és sebességprofilt követni. Ezt a

környezetet előkészítettük a dolgozat készítése során, viszont a szabályozó kanyarok során tapasztalt problémái miatt eltekintettünk ettől a vezethetőségi tesztől.

A teljes járműmodellt a valós járművön végzett mérésekkel validálni kell a jövőben végzendő szimulációkhoz. Jelen állapotában a szimuláció eredményeinek hitelessége nem bizonyított, azok inkább csak kvalitatív, mint kvantatív információkat adnak. Ahhoz, hogy megvizsgáljuk az alkalmazási lehetőségeket, megfelelő a modell pontossága. Ennél komolyabb számításokhoz, egy valódi rendszer tervezéséhez viszont bizonyítottan pontos, validált modell kell.

A rendszer felépítésének, úgy mint aktuátorok és a szenzorok ismeretében a modellt ezeknek megfelelően lehet bővíteni. Például a mintavételezési zaj, és a beavatkozás időállandóit is a modellbe foglalhatjuk. Valamint a jelen kor szellemének megfelelő digitális szabályozás hatásait is vizsgálni lehet, például a mintavételezési idő, a beavatkozási frekvencia, késleltetés és a diszkrét jelszintek hatását említsük meg.

Távolabbi cél lehet egy működő, aktív felfüggesztés céljaira szabott aktuátor prototípusának tervezése és építése. Ezzel lehetőség nyílna hardware-in-the-loop tesztek végrehajtására, valamint ezek sikere esetén egy járműbe építeni és további kísérleteket végezni. Ha kerékagymotoros jármű nem áll rendelkezésre, a kerékagymotor hatását a [2] és [4] forrásokban alkalmazott módon, a kerékagyra és a felnire szerelt súlyokkal lehet helyettesíteni

Szükség lenne a gazdasági, marketing szempontok vizsgálatára. Például meg kellene határozni az egység gyártási költségét. Vizsgálni kéne a versenytársakhoz képest elért technológiai előny által elérhető piaci előnyt. Piackutatást kell végezni annak meghatározására, hogy a fogyasztók mennyivel hajlandóak többet kiadni erre a megoldásra, megtérül a fejlesztés és a gyártás költsége közvetlenül, esetleg áttételesen, a márka reputációjának növekedése által. Gyártásba kerülése esetén egy átfogó médiakampány központi eleme lehet az elért látványos eredmények miatt ez a megoldás.

9 Forrásjegyzék

- [1] Jörsen Reimpell - Jürgen W. Betzler - Bári Gergő - Hankovszki Zoltán - Kádár Lehel - Lévai Zoltán - Nagyszokolyai Iván: Gépjármű futóművek I. elektronikus jegyzet, Typotex, 2012
http://oszkdk.oszk.hu/storage/00/00/60/68/dd/1/Reimpell_etal_Gepjarmu_futomuvek_I.pdf [elérve: 2014. június 19.]
- [2] Martyn Anderson - Damian Harty: Unsprung Mass with In-Wheel Motors - Myths and Realities
<http://www.proteanelectric.com/en/wp-content/uploads/2013/07/protean-Services3.pdf> [elérve 2014. június 30.]
- [3] D.J. van Schalkwyk - M.J. Kamper: Effect of Hub Motor Mass on Stability and Comfort of Electric Vehicles
<http://www.proteanelectric.com/en/wp-content/uploads/2013/07/protean-Services4.pdf> [elérve 2014. június 30.]
- [4] Lotus Engineering: The Effect of Hub Motors on Vehicle Dynamics
<http://www.proteanelectric.com/en/wp-content/uploads/2013/07/The-Effect-of-Hub-Motors-on-Vehicle-Dynamics.pdf> [elérve 2014. június 30.]
- [5] Kőfalusi Pál: Futómű rendszerek mechatronikája elektronikus jegyzet, 2014
<http://canopus.mogi.bme.hu/TAMOP/futomu/book.html> [elérve: 2014. július 16.]
- [6] Zádor István: Ritkaföldfém és magashőmérsékletű szupravezető állandómágneses szinkron csőmotor/generátor optimalálása személygépjármű felfüggesztés komponenseihez, 2008
http://www.omikk.bme.hu/collections/phd/Villamosmernoki_es_Informatikai_Kar/2009/Zador_Istvan/ertekezes.pdf [elérve: 2014. július 16.]
- [7] Bart L. J. Gysen - Johannes J. H. Paulides - Jeroen L. G. Janssen - Elena A. Lomonova: Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics, 2010
http://www.researchgate.net/profile/Johannes_Paulides/publication/224091813_Active_Electromagnetic_Suspension_System_for_Improved_Vehicle_Dynamics/file/9fcfd50b393b4aadd5.pdf [elérve 2014. július 16.]

- [8] D. T. E. H. van Casteren: Non-linear full-car modeling and sky-hook control for a direct-drive active suspension system, 2011
https://www.researchgate.net/publication/236862566_Non-Linear_Full-Car_Modeling_and_Sky-Hook_Control_for_a_Direct-Drive_Active_Suspension_System [elérve 2014. július 16.]
- [9] Michelin Active Wheel videó, 2010 <https://www.youtube.com/watch?v=-4ygUCbHjTc> [elérve 2014. augusztus 1.]
- [10] Siemens eCorner videó, 2006 <https://www.youtube.com/watch?v=8tLQ2-yKT4Y> [elérve 2014. augusztus 1.]
- [11] Siemens VDO drives toward the future, 2006 (cikk a Siemens eCorner-ről)
<https://www.sae.org/ohmag/techinnovations/10-2006/11-14-6-6.pdf> [elérve 2014. augusztus 1.]
- [12] Michelin Active Wheel Press Kit 2008
<http://www.european-rubber-journal.com/data/10/documents/Paris%2008%20Michelin%20Active%20Wheel.doc> [elérve 2014. augusztus 1.]
- [13] Venturi Volage leírás, 2008 (Michelin Active Wheel-t használó sportautó-prototípus)
<http://green.autoblog.com/2008/10/02/paris-2008-venturi-volage-revealed/> [elérve 2014. augusztus 1.]
- [14] US 20100116572 szabadalom - Autonomous Modular Vehicle Wheel Assembly, 2010
<http://www.google.com/patents/US20100116572> [elérve 2014. augusztus 1.]
- [15] US 20060012144 szabadalom - Wheel-Embedded Suspension, 2006
<http://www.google.nl/patents/US20060012144> [elérve 2014. augusztus 6.]
- [16] BOSE cég által kifejlesztett rendszer bemutató videója, 2006
<https://www.youtube.com/watch?v=Lyf4rfT7bHU> [elérve 2014. augusztus 8.]
- [17] BMW Dynamic Drive-ről szóló cikk, 2004
<http://www.ieeecss.org/CSM/library/2004/aug04/06-August2004ApplicationsofControl.pdf> [elérve 2014. augusztus 8.]
- [18] J. A. Razenberg: Modelling of the hydro-pneumatic suspension system of a rally truck, 2009 <http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/11189.pdf> [elérve 2014. augusztus 11.]
- [19] Michelin Active Wheel System to hit roads in 2010 cikk, 2008
<http://www.gizmag.com/michelin-active-wheel-production-electric-car-by-2010/10489/> [elérve 2014. augusztus 14.]

- [20] Naoyasu Sugimoto - Shuuichi Buma - Shingo Urababa - Akio Nishihara - Akiya Taneda:
Electronic Active Stabilizer Suspension System Development & Realization
<http://www.jsme.or.jp/English/awards/awardn06-05.pdf> [elérve 2014. augusztus 16.]
- [21] R. Vos: Influence of in-wheel motors on the ride comfort of electric vehicles, 2010
<http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/11986.pdf> [elérve 2014. szeptember 13.]
- [22] M. D. Donahue - J. K. Hedrick: Implementation of an Active Suspension, Preview
Controller for Improved Ride Comfort
http://www.springer.com/cda/content/document/cda_downloaddocument/9781852336523-c1.pdf?SGWID=0-0-45-81492-p2274264 [elérve 2014. szeptember 17.]
- [23] Michael W. Sayers - Steven M Karamihas: The Little Book of Profiling, 1998
<http://www.umtri.umich.edu/content/LittleBook98R.pdf> [elérve 2014. szeptember 26.]
- [24] Bokor József – Gáspár Péter: Irányítástechnika járműdinamikai alkalmazásokkal,
Typotex, 2008
- [25] Univ.-Prof. Dr.-Ing. Lutz Eckstein - Dipl.-Ing. René Göbbels - Dipl.-Ing. Dipl.-Wirt. Ing.
Roland Wohlecker: Benchmarking of the Electric Vehicle Mitsubishi i-MiEV,
ATZ worldwide eMagazine, 2011, 6. szám
- [26] LMS Imagine.Lab AMESim: Vehicle Dynamics Library Rev 13, User's Guide – a
szoftverhez mellékelt dokumentáció
- [27] Sebastian Spirk - Kay-Uwe Henning: Wheel Load Oriented Control of Semi-Active and
Active Suspension Systems Using Pre-Located Road Sampling, Proceedings of the
FISITA 2012 World Automotive Congress, Volume 13: Noise, Vibration and Harshness,
2013
- [28] Zobory István - Gáti Balázs - Kádár Lehel - Hadházi Dániel: Járművek és mobil gépek I.
elektronikus jegyzet, Typotex, 2012
- [29] Futóművekről, felfüggesztésről szóló cikk
<http://www.szakalmetal.hu/hu/ua/Dokumenty/Glosariy/auto/514-Futomu-Felfuggesztes>
[elérve 2014. szeptember 17.]
- [30] Mitsubishi i-MiEV katalógus a Mitsubishi magyar hivatalos oldaláról
http://www.mitsubishi.hu/miev/pdf/i-MiEV_Catalog.pdf [elérve 2014. október 14.]