



Energiahatékony elektromos versenyautó első futóműváltoztatásainak vizsgálata

Árva Szabolcs
II. éves Mechatronikai mérnök BSc hallgató

Konzulens:

Pusztai Zoltán
Kutatómérnök

Győr, 2024

ABSZTRAKT

Dolgozatom témája a SZEenergy Team hallgatói csapat által fejlesztett elektromos hajtású, energiahatékony városi versenyautó első futóműhibáinak javítása, illetve az ebből eredő módosult futóműgeometria menetdinamikai jellemzőinek vizsgálata, ellenőrzése. Autónkat elsősorban a Shell Eco-marathon versenyre fejlesztjük, ahol a cél a versenytáv teljesítése a lehető legkisebb energiafelhasználás mellett. Az idei versenyszezon befejeztével szükségesnek bizonyult a futómű egyes hibáinak javítása, melyek közül a legjelentősebb a lengőkarok és a tengelycsonkállvány csatlakozását biztosító gömbcsapágyak cseréje. Az újonnan választott gömbcsapágyak integrálásából adódó konstrukciós megoldások azonban a futóműgeometria megváltozásához vezettek. Mivel energiahatékonyság a jármű egyik fontos jellemzője, ezért az autó gördülési ellenállását minimalizálni kell, így elengedhetetlen a futómű részletes vizsgálata. A vizsgálataim során a futómű mozgását Lotus Suspension Analysis szoftverben szimuláltam. A szimulációk során a kerékdőlés, kerékösszetartás, utánfutás és csapterpesztés mértékének változását elemeztem. Ehhez először az eredeti futóműgeometriát kellett vizsgálnom, majd az ebből nyert adatokat hasonlítottam össze a módosított futóműről nyert értékekkel, 0° és 2° -os statikus kerékdőlés mellett. A kapott grafikonokról leolvasható, hogy a változtatások leginkább a csapterpesztést befolyásolták, a többi paraméter változása elhanyagolható. Ezen eredmények alapján elmondható, hogy a futóműgeometria változása az energiahatékonyságra nincs különösebb hatással, egyedül a jármű irányíthatósága és menetstabilitása mutat javulást.

TARTALOM

1.	Bevezetés	3
1.1.	Shell Eco-marathon.....	3
1.2.	A probléma bemutatása	4
2.	Futóműgeometria módosítása	5
2.1.	Megoldás felvázolása.....	5
2.2.	Az új gömbcsapágó alkalmazásához szükséges változtatások.....	6
2.3.	Változtatások hatása a futóműgeometriára	6
3.	Szakirodalmi áttekintés	7
3.1.	Futóművek kinetikai jellemzői	7
3.2.	Vizsgálati eszközök	9
4.	Vizsgálatok bemutatása, eredményei	10
4.1.	Futómű beparaméterezése.....	10
4.2.	Szimuláció beállításai	12
4.3.	Vizsgálat 0° és 2°-os kerékdőlés mellett.....	13
4.4.	Vizsgálat eredményeinek bemutatása, kiértékelése	14
4.5.	Módosított futómű összehasonlítása az eredetivel.....	17
4.6.	Eredmények összegzése.....	21
5.	Összefoglalás	21
6.	Köszönetnyilvánítás	22
7.	Irodalomjegyzék	22

1. Bevezetés

Dolgozatomat a Széchenyi István Egyetemen működő SZEenergy Team hallgatói csapat tagjaként készítem. A SZEenergy Team elkötelezett amellett, hogy a világ legenergiatakarékosabb városi kisautóját alkossa meg. A továbbiakban a csapatban végzett munkámat és kutatásaimat mutatom be, melynek célja a versenyautónk első futóművében felmerülő hibák javítása, ennek hatásainak vizsgálata.

1.1. Shell Eco-marathon

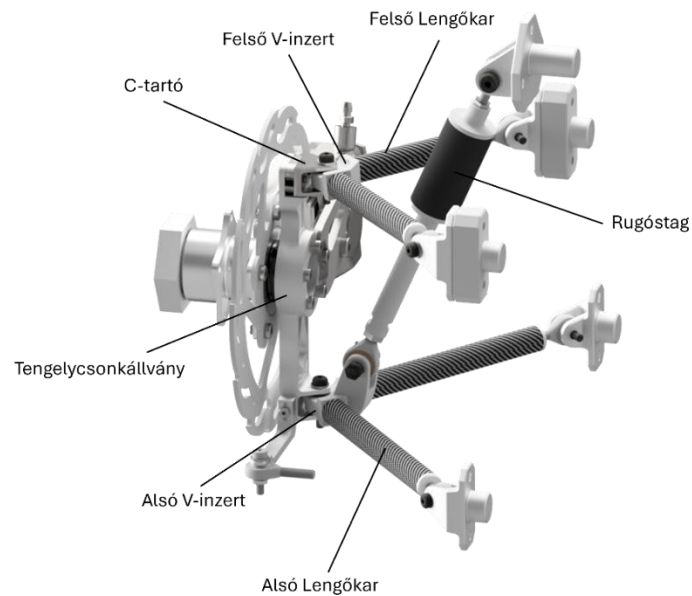
A SZEenergy Team 2008 óta minden évben részt vesz a világ legnagyobb energiahatékonysági versenyén, a Shell Eco-marathonon, ahol a világ minden részéről érkező egyetemek hallgatói csapatai mérhetik össze tudásukat. A verseny célja, hogy 1 liter üzemanyag, illetve 1 kilowattóra energia felhasználása mellett a versenyjárművek a lehető legnagyobb távot tegyék meg. A csapatok több kategóriában versenyezhetnek, hajtás alapján belsőégésű, hidrogén, illetve elektromos kategóriát különböztethetünk meg. Ezenfelül pedig két koncepció is megosztja a mezőnyt, ez a prototípus és a városi koncepció [1]. Csapatunk az Európai és Afrikai régióban versenyez. Jelenlegi versenyjárművünk, a SZEmission az elektromos hajtású városi kategóriába esik, 2019-ben készült el, azóta folyamatos fejlesztéseken ment keresztül. Évről évre újabb kimagasló eredményeket érünk el vele, ezenfelül három éve ismételt világrekordot állított fel, a 2024-es Nogaróban megrendezett versenyen az energiahatékony első helyezés mellett 309 km/kWh teljesítményt ért el. Az autó önhordó karbon monocoque karosszériával rendelkezik, mely rendkívül áramvonalas formájának köszönhetően kis légellenállással kell szembenéznie. Városi kisautó kategóriába sorolható, ami azt jelenti, hogy a legtöbb olyan funkció, amely egy városi autón jelen van, megtalálható a mi autónkon is (pl.: visszapillantótükör, index, csomagtartó stb.). Az autó maga egyszemélyes, össztömege pilóta nélkül 95 kg. Tengelytávja 1300 mm, első nyomtávja 1000 mm, míg a hátsó pedig 800 mm.



1. ábra SZEmission a 2024-es Shell Eco-marathonon

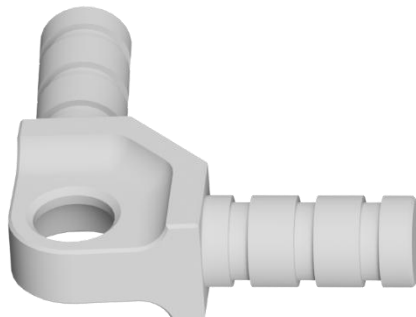
1.2. A probléma bemutatása

Az autó első felfüggesztése egy kettős keresztlengőkaros felfüggesztés, alsóbekötésű rugóstaggal (2. ábra). Ez a futóműtípus széleskörben elterjedt, kiváló egyensúlyt teremt a komplexitás és állíthatóság között [2].



2. ábra A SZEmission első futóműve

Az energiahatékonyság javítása érdekében, mint az egész autóban, így a futóműben is nagy szerepe van a súlycsökkentésnek. Ennek okán a lengőkarok egy V-inzertből (3. ábra), és a hozzájuk ragasztott karboncsövekből épülnek fel, mely egy elterjedt megoldás a Formula Student versenyautóinál is [3].



3. ábra Felső V-inzert

A tengelycsonkállvány és a lengőkarok összeköttetéséért a V-inzertekbe helyezett gömbcsapágyak felelnek. Kis tömegük és viszonylag nagy mozgástartományuk, illetve teherbíróképességük miatt tökéletesek ilyen alkalmazásra [3]. Tesztek során azonban arra lettünk figyelmesek, hogy a gömbcsapágyak betétanyaga miatt terhelés hatására meglehetősen megnő a holtjátéka. Hosszútávú terhelés mellett ez a játék még tovább nőhet, amely a csapágy élettartamának drasztikus csökkenéséhez, esetleges tönkremeneteléhez vezethet.

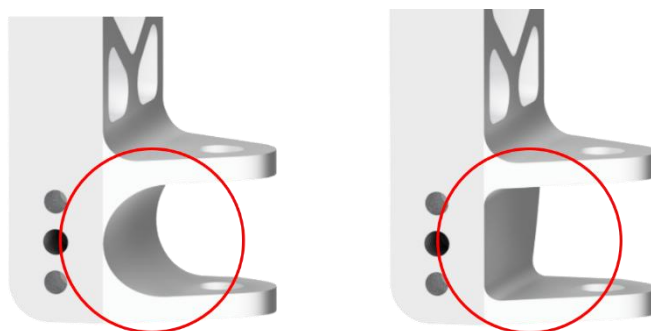
2. Futóműgeometria módosítása

2.1. Megoldás felvázolása

Mivel a gömbcsapágyak sarkalatos pontjai a futóműnek, így azok menet közbeni hibája akár súlyos következményekkel is járhat. Ezen okok miatt a gömbcsapágyak cseréje mellett döntöttem. Szempontként a megbízhatóságot, teherbírást tűztem ki az új csapágy választásakor. Alternatívának a Timken Aurora Bearing Company által gyártott, COM-M6T [4] sorozatszámú gömbcsapágyra esett a választás. A csapágy szénacélból készült betéttel van ellátva, amely hosszútávon is strapabíró, kenőanyagszegény környezetben is remekül helyt áll, valamint önkenő tulajdonsággal is rendelkezik [5] [6]. Emellett rendelkezik PTFE béléssel, vagyis a kenés pótlása sem szükséges. A választásnak több oka van, először is az előző csapágy hibája után egy robusztusabb megoldást kerestem, ami kritériumot a választott modell tökéletesen kielégített. A másik fontos ok pedig az volt, hogy Formula Student versenycsapatok által is széles körben használt ez a modell, ahol jelentős terhelések mellett is bizonyított. Emellett kölcsön is kaptam egyet, így a valóságban is meg tudtam vizsgálni, valamint a tervezési folyamatot is nagyban elősegítette a gömbcsapágy fizikai megléte.

2.2. Az új gömbcsapágy alkalmazásához szükséges változtatások

Az új gömbcsapágy azonban méreteiben jelentősen eltért a jelenleg alkalmazott csapágytól, így az integrálásához az egyes futóműalkatrészek módosítása elengedhetetlennek bizonyult. Először is szükséges volt a csapágyakat magában foglaló V-inzertek méretén módosítani, ez azonban újabb problémákat vetett fel. A megnövelt méretük miatt az inzertek nem fértek el az őket befogadó C-tartókba, így azokon is módosításokat kellett végrehajtani. Mivel a felső tartó egy viszonylag egyszerű, különálló alkatrész, így annak módosítása könnyen megvalósítható, azonban az alsó tartó a tengelycsnokállvány része, amelynek újra gyártása a komplexitásából adódóan elkerülendő. Itt azonban a probléma utólagos megmunkálással könnyen orvosolható, hiszen a meglévő R7-es lekerekítés lemartható R2-esre, ugyanis ez a teherviselőképeséget különösebben nem befolyásolja. (4. ábra)



4. ábra A tengelycsnokállvány lekerekítésének módosítása

Az alsó lengőkarnál a probléma megoldódott, a felső részen azonban a teljes kerékdőléstartomány állíthatóságának megtartása érdekében mindenképpen szükség van egy új C-tartóra. Annak érdekében, hogy a felső inzert is elérjen, a C-tartón lévő függőleges furatot a jármű hossz tengelye felé el kellett tolni, így elmozdítva a tengelycsnokállvány és a lengőkar összeköttetési pontját. Ennek kompenzálása képpen a karok hosszán, illetve egymással bezárt szögén is módosítani kellett. Ez nem jelentett nagy problémát, hiszen az inzerteket mindenképpen újra kell gyártani, tehát a csnokok szögének módosítása sem okozott gondot. Az új inzerthez pedig új karboncsöveket kell vágni, így azok hosszának változása szintén nem számít különösebben.

2.3. Változtatások hatása a futóműgeometriára

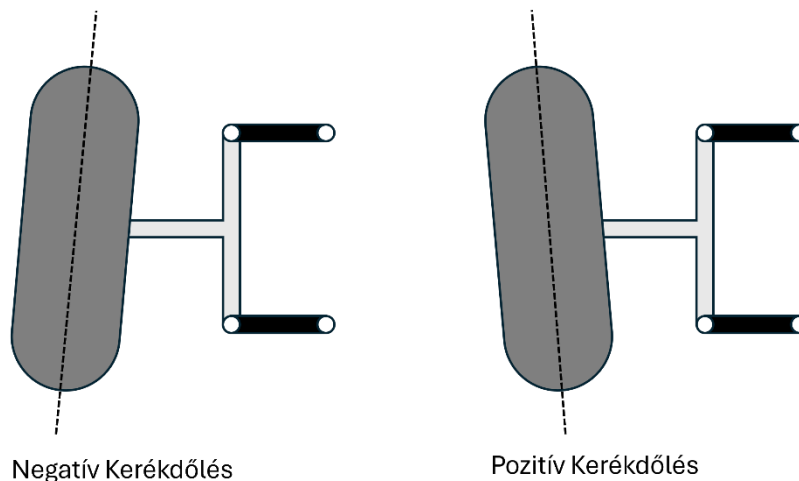
Mivel energiahatékonyság a legfontosabb szempont, ezért fontosak a futómű menetdinamikai tulajdonságai, azok változása. A felső lengőkar és a tengelycsnokállvány összeköttetési pontjának elmozdításával változik a kormányzás tengelye, tehát a futóműgeometria is. Ez nemcsak az autó kezelhetőségi jellemzőit befolyásolhatja, hanem annak menetellenállását is, ami egyenes kapcsolatban áll az energiahatékonysággal. A továbbiakban a futómű kinetikai

jellemzőit mutatom be, illetve szimulációk során vizsgálom azok változását, a változások hatásait.

3. Szakirodalmi áttekintés

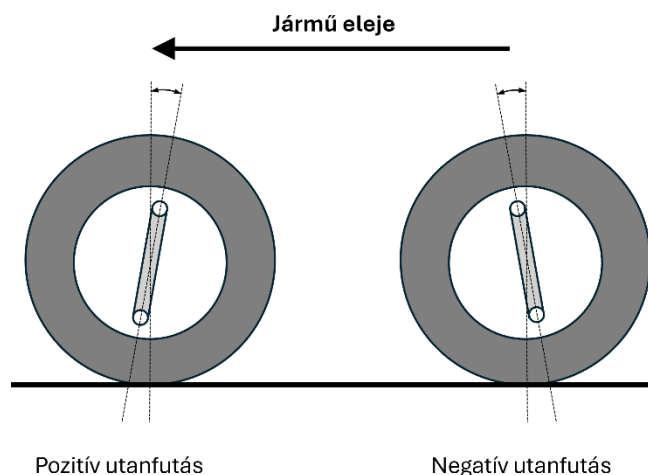
3.1. Futóművek kinetikai jellemzői

Ha egy futómű kinetikai jellemzőiről beszélünk, akkor általában a kerékdőlés, utánfutás, kerékösszetartás és a csapterpesztés kiemelendő [7]. A kerékdőlés szöge alatt előlnézetben azt a szöget értjük, melyet a kerék síkja a függőlegeshez képest bezár. Ez a szög pozitív, ha a kerék teteje a jármű középvonalától távolabb van, azaz a kerék kifelé dől (5. ábra). Általában negatív kerékdőlés a jellemző, ez kanyarban nagyobb tapadást biztosít, ami javítja az autó stabilitását és irányíthatóságát [7] [8].



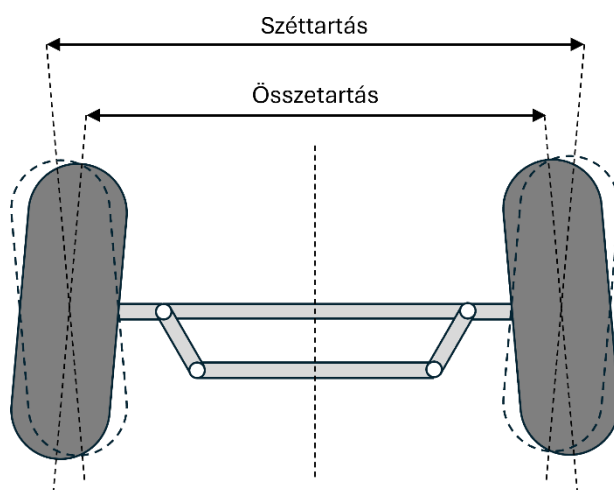
5. ábra Kerékdőlés

Utánfutás oldalnézetben a kormányzási tengely függőlegessel bezárt szöge, pozitív, ha a jármű hátulja felé dől. Az utánfutás megadható még milliméterben is, ekkor két pont távolságát vesszük: az egyik pont a kormányzási tengely és a talaj metszéspontja, a másik pedig a kerék és a talaj érintkezési pontja (6. ábra). Pozitív utánfutás során a kerék elfordulás hatására az egyenes helyzetbe próbál visszatérni, mely szintén növeli az irányíthatóságát és menetstabilitását a járműnek. Negatív utánfutás hatására a kerék elfordítását követően azonban az tovább fordulna, ami jelentősen rontaná a kormányozhatóságot, emiatt ezt ritkán alkalmazzuk korszerű futóművekben [7] [9] [10].



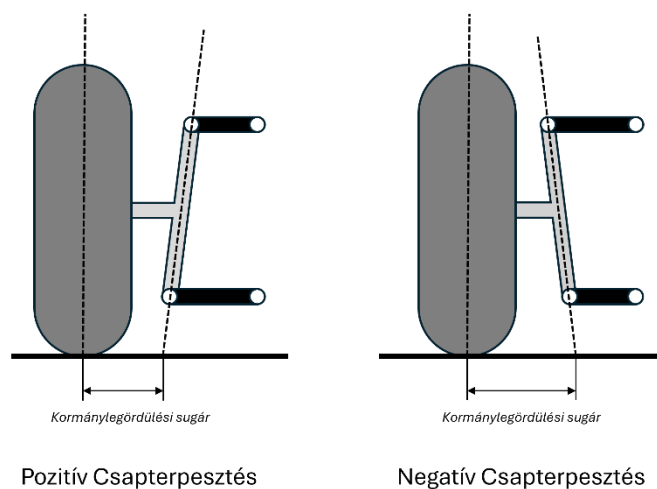
6. ábra Utánfutás

A kerékösszetartás szögét felülnézetben vizsgáljuk, a kerék és az autó középvonala által bezárt szöget értjük alatta. Pozitív, ha a kerék a középvonal felé néz, azaz az eleje közelebb van hozzá, mint a hátulja (7. ábra). A kerekek összetartása segítenek az autó egyenesen tartásában, míg széttartása az autó kanyarvételét javítja. Ennek ellenére legtöbb esetben a kerékösszetartás optimális értéke 0 fok, mivel a pozitív és negatív érték is szintúgy megnöveli a gördülési ellenállást, valamint a gumik gyorsabb kopásához is vezet. Ezzel ellentétben a mai autógyártók mégis előírnak kis mértékű statikus össze-, illetve széttartási szöget, ugyanis a talajjal való érintkezési pontban menet közben erő ébred, melynek hatásvonala párhuzamos a jármű középvonalával. Ez a futómű játéka miatt a kerékösszetartási szög elváltozásához vezet, elsőkerék meghajtásnál pozitív, hátsókerék meghajtásnál pedig negatív változást előidézve. Kompenzálásként a gyártók általában kis mértékű statikus összetartást írnak elő [7] [8] [11].



7. ábra Kerékösszetartás

A csapterpesztés pedig előlnézetben a kormányzási tengely szöge a függőlegeshez képest. Pozitív, ha a tengely a jármű közepe felé dől (8. ábra). Ez esetben kormányzás során az autó eleje megemelkedik, így a minimum potenciál elérése érdekében a kerekek visszaállnak egyenesbe, megkönnyítve a visszakormányzást és növelve a stabilitást. Segítségével a kormánylegördülési sugár is csökkenthető, ezzel csökkentve a körívet, melyet a kerék bejár kormányzás közben (8. ábra). Ez egyszerűbbé teszi a kormánykerék elfordítását, míg a gumi kopását is csökkenti. Személyautóknál a pozitív csapterpesztést kis mértékű pozitív kerékdőléssel kombinálva a kormánylegördülési sugár a lehető legkisebbre van beállítva [7] [12] [13].



8. ábra Csapterpesztés és Kormánylegördülési sugár

3.2. Vizsgálati eszközök

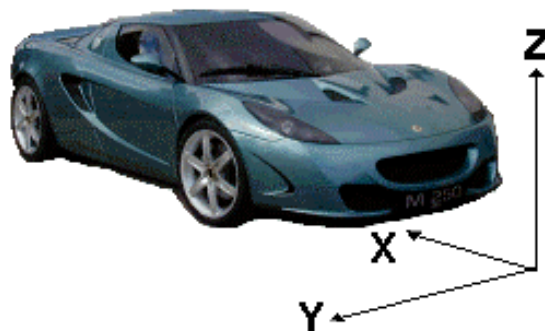
A futómű módosításait az Autodesk Inventor 3D CAD modellező program 2023-as verziójában végeztem el, az eredeti futómű összeállításban meglévő alkatrészmodellek változtatásával. A futómű kinetikai vizsgálatát a Lotus Suspension Analysis (továbbiakban LSA) segítségével hajtottam végre. Az LSA egy futómű tervező és analízáló program, amely segítségével meghatározható az elvárt karakterisztikákkal rendelkező futómű bekötési pontjainak pozíciója és helyzete, illetve meglévő futóművek karakterisztikái is analízálhatók. A programnak három szimulációs módja van, ezek a rugózás, dőlés és kormányzás. Ezen mozgások mellett a kívánt karakterisztikákat grafikonokon ábrázolja, amelyek a 3D kijelzőn lévő futóműmodell változtatása mellett valós időben frissülnek. A legtöbb futóműfajta sablon formájában elérhető, így elég csak a bekötési pontok koordinátáit megadni, azonban egyedi felfüggesztések esetén saját sablon is készíthető. A bekötési pontok tehát meghatározhatók koordináták segítségével, ezen felül a 3D-s kijelzőn az egérmutatóval is szabadon mozgathatók. A futómű modellje felépíthető sarok-, tengely- illetve a jármű teljes futóműrendszereként, vizsgálataim során csak

az első tengely futóműgeometriáját elemeztem. A program ezenfelül két szimulációs módban is használható, az első a kinematikai, a második pedig a rugalmas mód. Kinematikai módban a felfüggesztés gömbcsuklókkal rendelkező merev testként van kezelve, míg rugalmas módban a program a perselyekből adódó elváltozásokat is figyelembe veszi [14] [15] [16]. A szimulációk során a kinematikai modellt elemeztem, ugyanis a mi futóműünkben perselyek helyett gömbszemeket alkalmazunk az állíthatóság egyszerűsítése érdekében, melyek alakváltozása minimális [3]. Bár az LSA grafikonokon ábrázolja a kívánt paramétereket, két külön geometria összehasonlítása egy időben nem lehetséges. Erre azonban van egy beépített funkció, amely segítségével az adatok kiexportálhatók egy új Microsoft Excel munkalapba, amely segítségével több adatot is ábrázolhatunk egy koordináta-rendszerben. Így együtt tudtam ábrázolni az eredeti és a módosított futómű karakterisztikáinak menet közbeni változását, ezzel megkönnyítve ezen tulajdonságok összehasonlítását.

4. Vizsgálatok bemutatása, eredményei

4.1. Futómű beparaméterezése

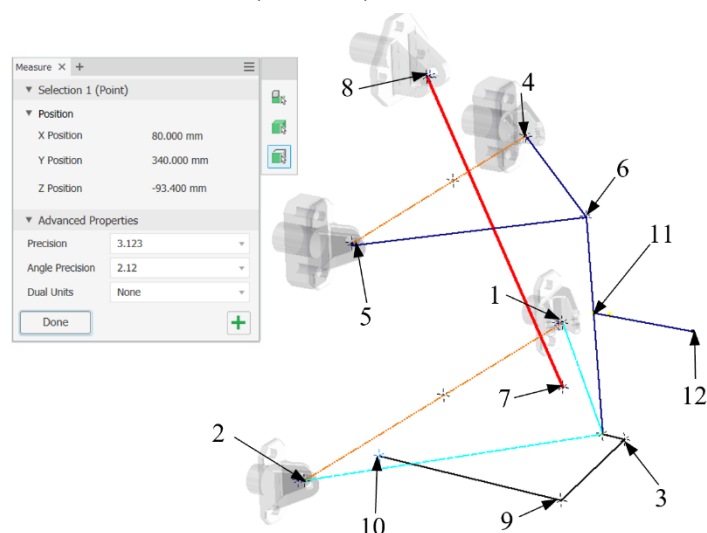
A programban elérhető sablonokba a kettős keresztlengőkaros felfüggesztés is beletartozott, így nem kellett az egész futóművet felépítem, elég volt a sablon alapján a bekötési pontok x, y, és z koordinátáit egyesével bevennem. Ehhez azonban először szükséges volt a program által használt koordináta-rendszer megismerése. Az LSA 3D-s megjelenítő környezetében az x tengely a menetiránnyal ellentétes irányba, az y tengely szemből nézve a bal oldal felé, a z tengely pedig fölfelé mutat. Ezenfelül pedig fontos kritérium volt még, hogy a futómű összes pontja az origó előtt legyen, pozitív x irányban (9. ábra) [14].



9. ábra Koordináta-rendszer az LSA-ban [14]

Mivel a futómű modellje mellett egy 3D sketch-ből álló csontvázmodell is fel volt építve, így annak lemódosítása, valamint a koordináta-rendszer a fenti kritériumokhoz igazítása után az

Inventorba beépített mérő funkció, azaz a Measure Tool segítségével könnyedén le tudtam olvasni a keresett pontok koordinátáit (10. ábra).



10. ábra A futómű bekötési pontjainak meghatározása Inventorban

A leolvasott pontok koordinátáit az alábbi táblázat tartalmazza:

	x (mm)	y (mm)	z (mm)
Point 1: Lower wishbone front pivot	54.316	338.235	-79.25
Point 2: Lower wishbone rear pivot	376.081	337.683	-77.534
Point 3: Lower wishbone outer ball joint	200	463.54	-85.076
Point 4: Upper wishbone front pivot	111.68	358.022	75.115
Point 5: Upper wishbone rear pivot	328.504	357.636	75.364
Point 6: Upper wishbone outer ball joint	200	458.594	67.368
Point 7: Spring wishbone end	200	458.594	-56.979
Point 8: Spring body end	205.919	345.287	149.802
Point 9: Outer track rod ball joint	280	480.5	-101
Point 10: Inner track rod ball joint	280	340	-93.4
Point 11: Wheel spindle point	200	480.5	0
Point 12: Wheel centre point	200	537.805	0

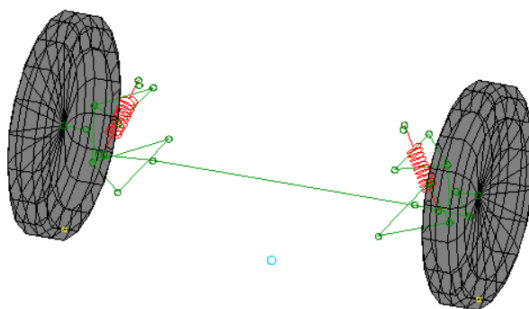
1. táblázat Az új futómű bekötési pontjainak koordinátái

Ezenfelül szükség volt még a kerék egyes paramétereinek megadására is, melyek: keréksugár, abroncsszélesség, statikus kerékdőlés és összetartás, melyek értékét a következő táblázat mutatja:

Rolling Radius (mm)	275
Tyre width (mm)	88.6
Static Camber Angle (deg)	0
Static Toe Angle (deg)	0

2. táblázat Kerékparaméterek

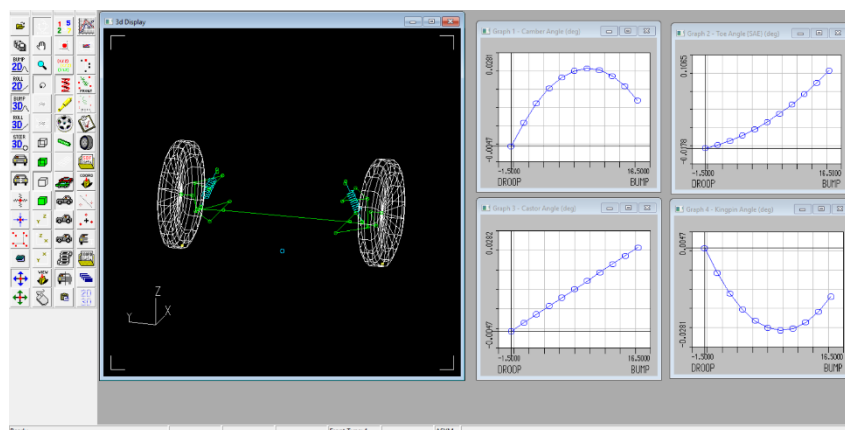
Ezen paraméterek megadása után a futóműmodell készen állt a szimulációkra (11. ábra).



11. ábra A felépített futóműmodell LSA-ban

4.2. Szimuláció beállításai

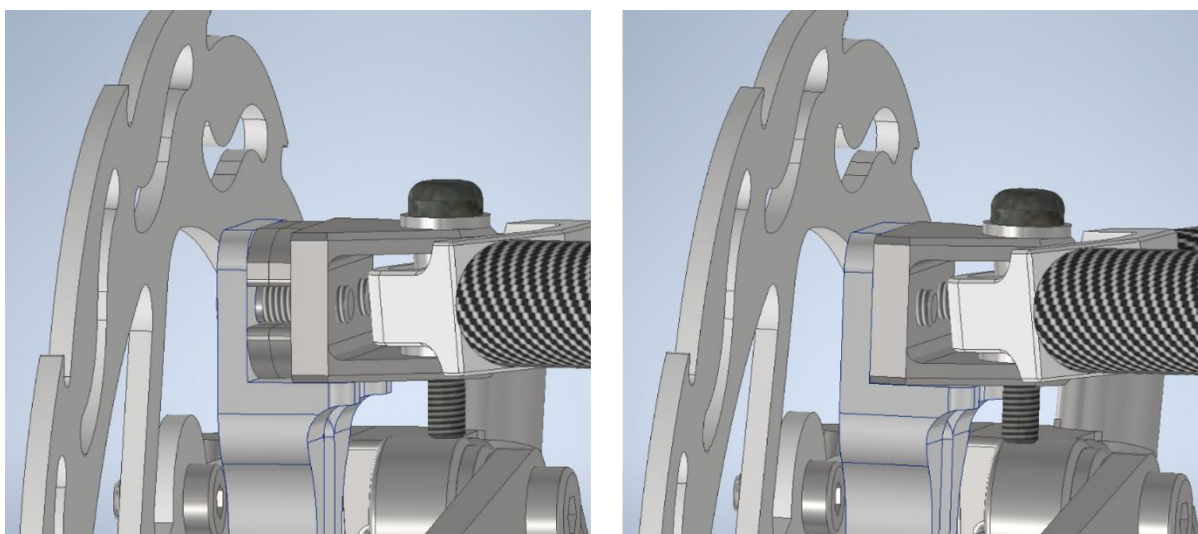
A szimuláció végrehajtásához definiálni kell egyes paramétereket. Ezek a vizsgálni kívánt mozgástartomány és a mintavételezés inkrementációja. Mivel az autó rugózásáért felelős gumirugó rugóállandója nagy, ezért a futómű mozgása normál körülmények között meglehetősen alacsony. Rugózási útnál berugózásnak 15, kirugózásnak 5 millimétert állítottam be. Ennek oka, hogy a rugóstag konstrukciójából adódóan a kirugózása le van korlátozva, így nincs különösebb értelme ennél nagyobb tartományon vizsgálni. Dőlésnek $\pm 2^\circ$ -ot adtam meg. A gumirugó nagy rugózási állandója miatt azonban bár ezek az értékek a futómű mozgástartományán belül esnének, a valóságban nem ébred akkora erő, amely a rugóstagot ilyen mértékben összenyomná, vagyis menet közben a megadott tartományok nagyjából 20%-át járja csak be a futómű. Ennek ellenére a szimuláció szempontjából érdemes tágabb tartományt vizsgálni, hiszen ez megkönnyítheti a következtetések levonását is. A szimulációs paraméterek beállítása után a következő lépés a vizsgálni kívánt értékek grafikonjainak felvétele. Ezek ismételten a kerékdőlés, utánfutás, kerékösszetartás és a csapterpesztés. Ezeket a szimulációs ablak mellé elhelyezve szabadon változtathatunk mind a szimulációs beállításokon, mind pedig a futóműgeometrián, ugyanis a grafikonok valós időben frissülnek (12. ábra).



12. ábra Az LSA kezelőfelülete a meghatározott paraméterek vizsgálatával

4.3. Vizsgálat 0° és 2° -os kerékdőlés mellett

A korábbi tesztek bebizonyították, hogy a kerékdőlés közvetlen hatással van a jármű fogyasztására. A jelenlegi futómű is ennek állíthatóságát szem előtt tartva lett tervezve, ugyanis a tengelycsonkállvány és a C-tartó között elhelyezett alátétek variálásával a kerékdőlés is állítható (13. ábra).

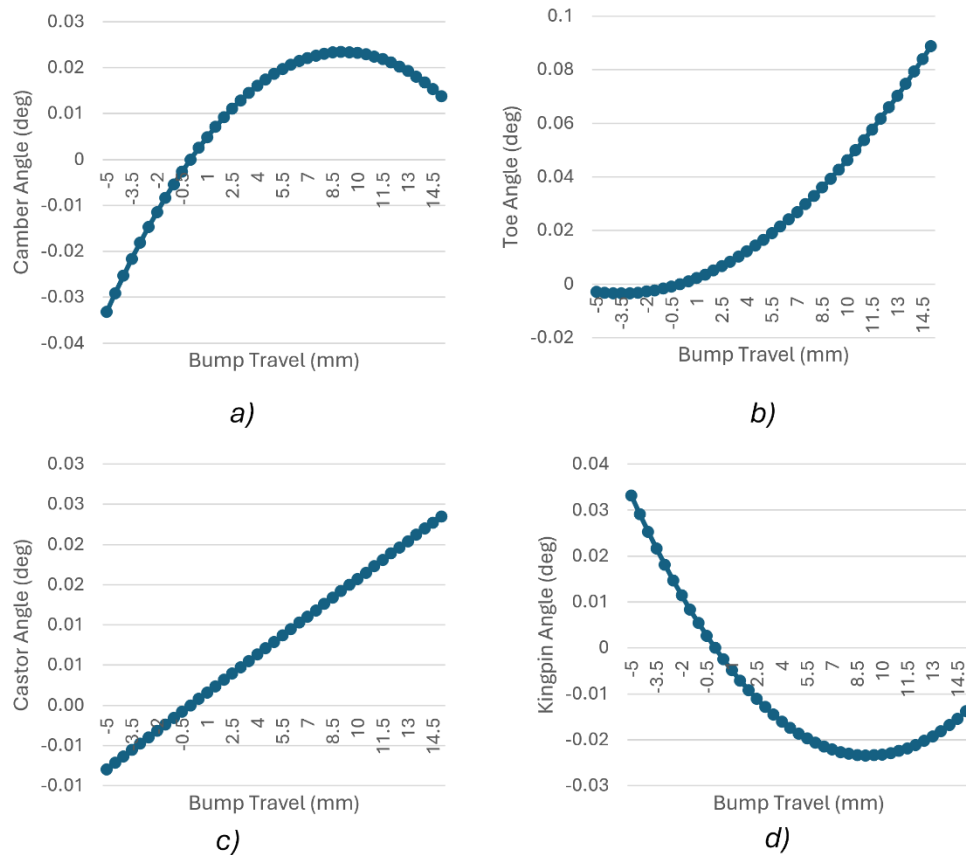


13. ábra 0° és 2° -os dőlésszög beállítva

Emellett két különböző felső lengőkar is készült, az egyikkel 0° és 2° között, míg a másikkal 4° és 7° fok között állíthatunk a dőlésszögön. Eddigi tesztekéből azonban az látszik, hogy a legjobb hatásfokot 0° és 2° -os kerékdőlés között érne el az autó. Emiatt a nagydőlésszögű lengőkarok nem lettek lemodosítva az új csapágyakra, szimulációkat sem végeztem velük. Mivel azonban az optimális dőlésszög előreláthatólag 0° és 2° közé fog esni, ezért a vizsgálatot mindkét szélsőértéken is elvégeztem, majd az eredményeket összehasonlítottam.

4.4. Vizsgálat eredményeinek bemutatása, kiértékelése

A következtetések levonásához először is fontos az eredeti futóműgeometria vizsgálata. 0°-os statikus kerékdőlés esetén az összenyomódás vizsgálata a következő grafikonokat adta vissza:



14. ábra Rugózás közbeni eredmények 0°-os statikus kerékdőlés mellett

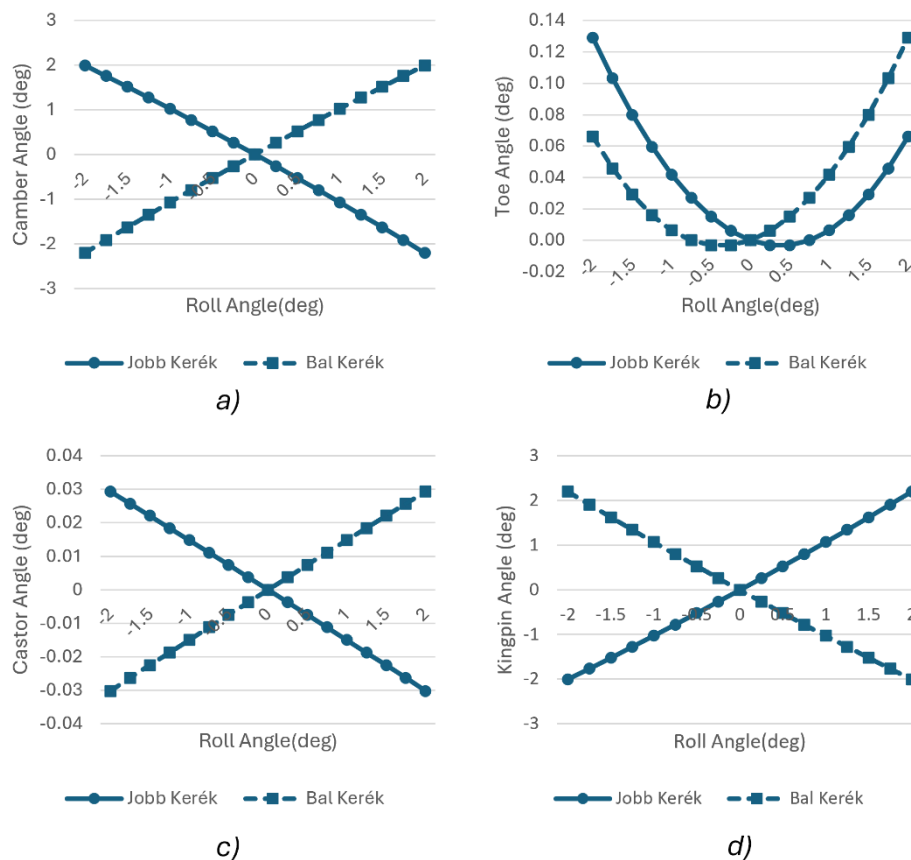
A 14/a) grafikonon a kerékdőlés változása látható, mely összenyomódás hatására pozitív irányba mozdul el, azaz a kerék kifelé dől, míg kirugózásnál befelé. Azt is láthatjuk, hogy összenyomódás hatására egy ponton túl nem dől tovább, hanem visszafelé indul meg. Ez a változás azonban elenyésző, legmagasabb pontjában nagyából 0,024°-ot eredményez.

A 14/b) grafikonon a kerékösszetartás szerepel. Összenyomódás hatására a kerek egymás felé, befelé fordulnak, míg kirugózásnál először szét-, majd újra összetartanak. Rugózás hatására az összetartás exponenciális növekedést mutat.

A 14/c) grafikonon megfigyelhető, hogy az utánfutási szög egyenesen arányos a rugózással, azonban változása neki is elhanyagolhatóan kicsi.

Végül a 14/d) grafikonon a csapterpesztést láthatjuk, amely a kerékdőlés grafikonja tükrözve az x tengelyre. Ez érthető, hiszen a csapterpesztés negatív változása a kormányzási tengely kifelé való dőlését jelenti, és ennek változásával együtt jár az egész kerék dőlésének változása is.

A következő szimulációban az autó dőlésének hatásait vizsgáltam, melynek eredményei a következők:



15. ábra Dőlés közbeni eredmények 0° -os statikus kerékdőlés mellett

Az autóból nézve a balra való dőlés pozitív. A 15/a) grafikonon a két kerék dőlésszögváltozását láthatjuk, ami a dőléssel egyenesen arányosan változik, például balra való dőlés esetén a jobb kerék befelé, míg a bal kerék kifelé dől.

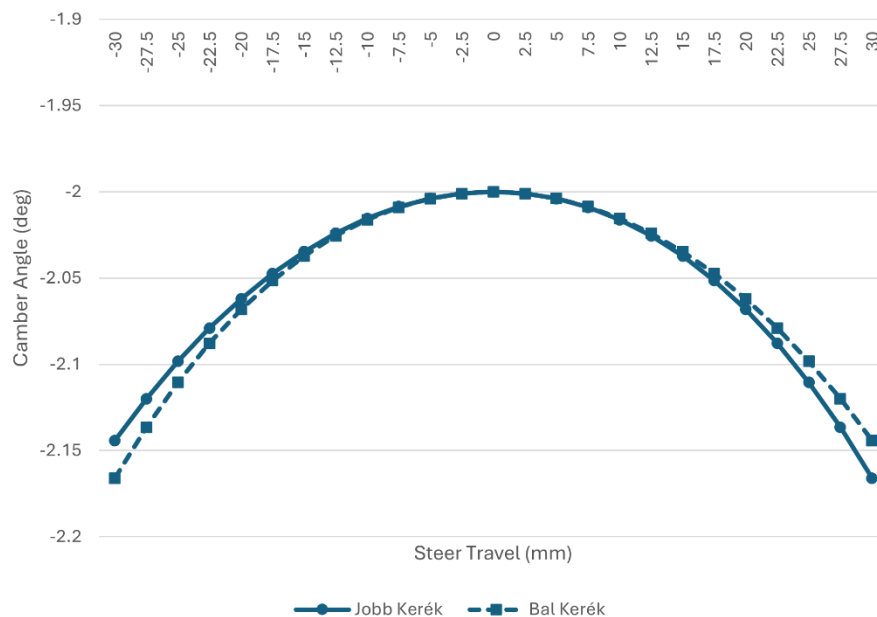
A 15/b) grafikon a kerekek összetartását ábrázolja. Az ábrán látható, hogy balra való dőlés esetén a bal kerék összetartása nagyobb, mértékben változik, mint a jobb keréké. Ez alapján kijelenthető, hogy az összenyomott oldalra nagyobb hatást gyakorol a dőlés. Ez magyarázható a rugózás vizsgálatának eredményével is, hiszen ott is láthattuk, hogy az összetartás összenyomódás hatására nőtt, míg kirugózás hatására először csökkent, majd ismét, kisebb mértékben nőtt.

A 15/c) grafikonon az utánfutás szerepel, amely változása jelen esetben is elhanyagolhatóan kicsi, pozitívan változik, ha az autó az adott kerék felé dől, ellenkező esetben pedig negatívan.

A 15/d) grafikon pedig a csapterpesztést ábrázolja, itt továbbra is ugyanaz az eset áll fenn, mint rugózásnál, vagyis megállapítható, hogy a kerékdőlés grafikon fordítottja.

A harmadik szimuláció az autó kormányzásának hatásait mutatja. Ebben az esetben az összetartást nem vizsgáltam, ugyanis a valóságban meglévő kormány szerkezetet egyedisége miatt nem igazán lehetne pontosan meghatározni a programban, így nem valós adatokat adna vissza a szimuláció. Az így elvégzett szimulációk a kerekek egységnyi elfordulásából adódó változásokat jellemzik. Az ábrákon azonban nem látható elváltozás, vagyis az összes vizsgált tulajdonság állandó. Ennek az az oka, hogy mivel alaphelyzetben az összes vizsgált jellemző nulla, így a futómű sem mozog a kerekek elfordítása közben, tehát nem következik be semmilyen változás.

Ugyanezt a vizsgálatot 2°-os statikus kerékdőlés mellett is végrehajtottam, az eredményekből azonban az látszik, hogy a legtöbb esetben nincs érdemi változás, legfeljebb a kerékdőlésszögeknek értéktolódás. Az egyetlen jellemző, amely a 0°-os vizsgálatától eltér, az a kormányzás melletti kerékdőlés:

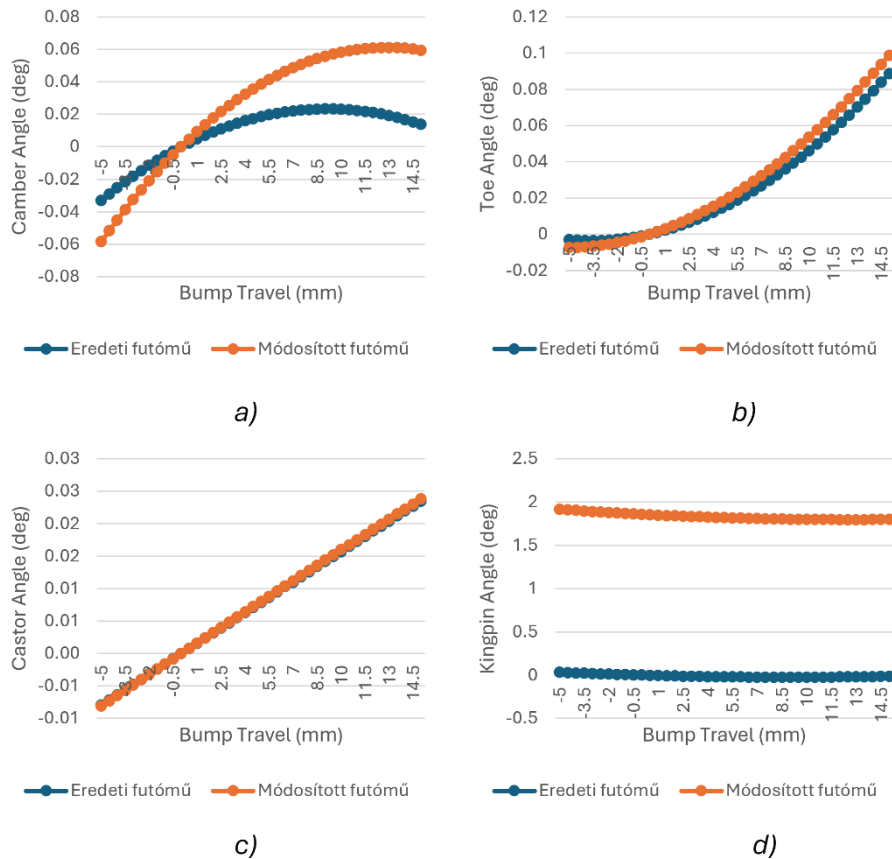


16. ábra Kormányzás közbeni változása a kerékdőlésnek 2°-os statikus kerékdőlés mellett

Az ábrán látható, hogy a kanyarodás iránya a változás előjelére nézve nem gyakorol hatást, azonban megfigyelhetjük, hogy a belső íven futó kerék egy minimális mértékkel jobban dől meg befelé, mint a külső íven futó.

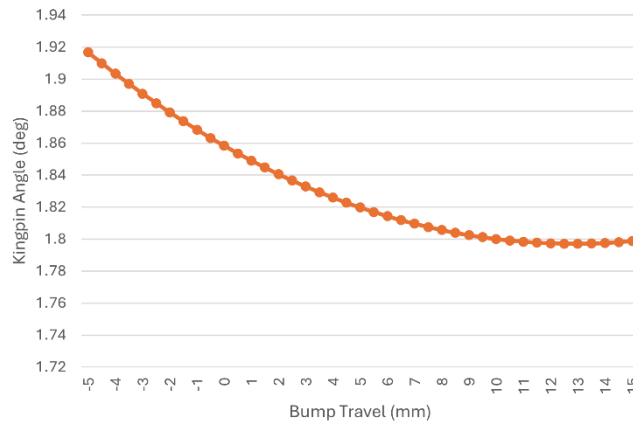
4.5. Módosított futómű összehasonlítása az eredetivel

Következő lépésként a felső gömbcsapágó eltoló bekötési pontjával rendelkező új futóművön végzett szimulációk eredményét hasonlítom össze az eredeti geometriával. Mivel a kapott grafikonok jellegében változás nem történt, ezért azok részletes elemzését nem végzem el újra. Az eredeti és új változat adatait egy koordináta-rendszerben ábrázoltam, így lehetővé téve a két grafikon egyidőben való megjelenítését, ami jelentősen megkönnyíti az összehasonlítást. Első esetben 0° -os kerékdőlés mellett a rugózást ábrázolom:



17. ábra Eredmények összehasonlítása rugózás közben 0° -os statikus kerékdőlés mellett

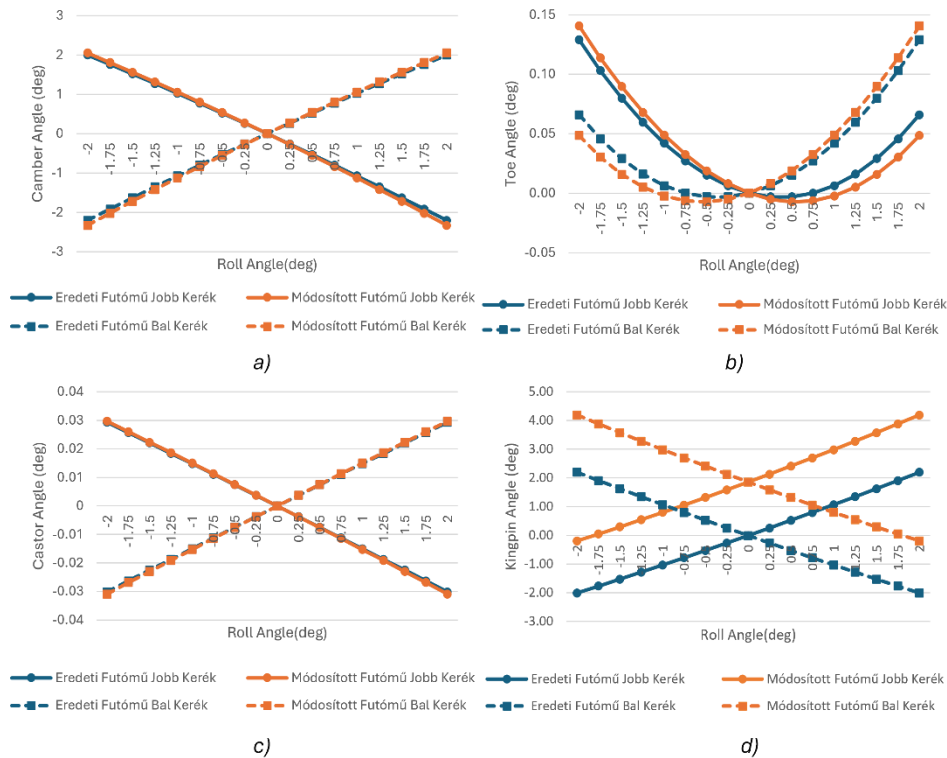
Míg a kerékdőlés változik, ha jobban megnézzük akkor látszik, hogy néhány század fok eltérés keletkezik az eredetihez képest, amelynek hatása elhanyagolható (17/a). Hasonló módon az összetartás változása is elhanyagolható, legrosszabb esetben is körülbelül egy századdal tér el az eredeti modelltől (17/b). Az utánfutás szintén gyakorlatilag nem változik (17/c), a csapterpesztésnél azonban már megfigyelhetünk változásokat (17/d).



18. ábra Módosított futómű csapteresztésének változása
rugózás mellett, 0°-os statikus kerékdőlés mellett

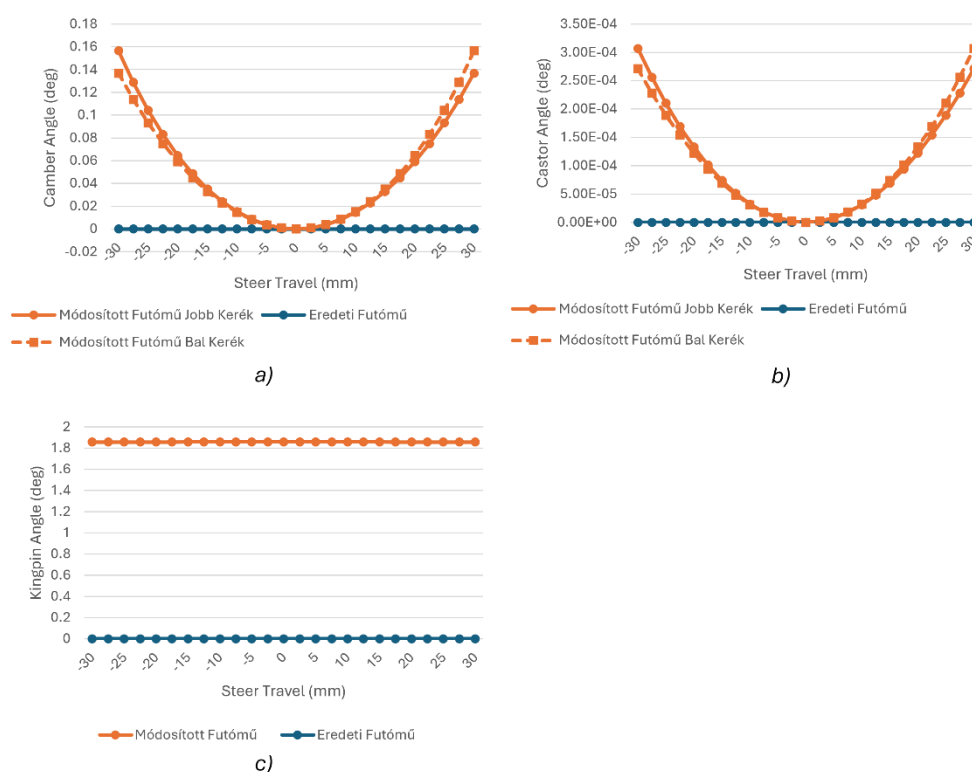
Kinagyítva láthatjuk, hogy a görbe jellemre nem változott, egyedüli különbség, hogy el van tolódva (18. ábra). Erre lehetett következtetni, hiszen a felső lengőkar gömbcsapágójának csatlakozási pontja a módosítások miatt elmozdult, ez az elmozdulás azonban egy tengelyen, az autó függőleges hosszanti középsíkja felé történt. Így a csapteresztés módosult anélkül, hogy az utánfutás bármit is változott volna.

A dőlés szimulációjánál is hasonló eredményeket kaptam, a legtöbb eltérés elhanyagolható, egyedül a csapteresztés tér el számottevően, azonban szintén ugyanaz a figyelhető meg, mint az előbb:



19. ábra Eredmények összehasonlítása dőlés közben 0°-os statikus kerékdőlés mellett

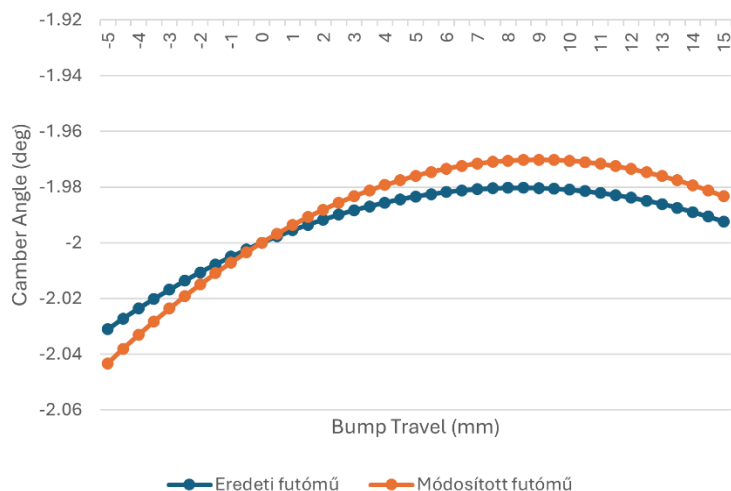
Végül pedig a kormányzást vizsgálom:



20. ábra Eredmények összehasonlítása kormányzás közben 0° -os statikus kerékdőlés mellett

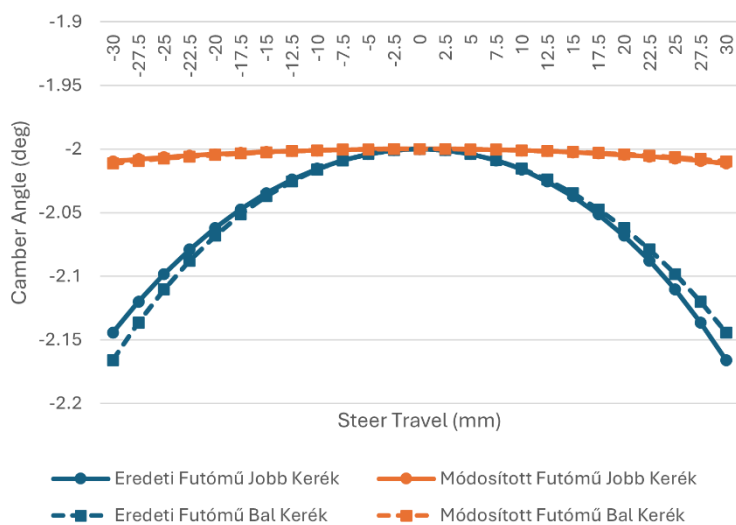
Itt már megjelennek jól látható különbségek az eredeti és a módosított futómű között. A legszembetűnőbb a kerékdőlés változása, ugyanis az eddigi 0° helyett a pozitív irányba, azaz kifelé dől a kerék (20/a). Ez a csapterpesztésből ered, ugyanis a ferde kormányzási tengely miatt a kerék dőlésszöge is változni fog annak forgatása közben. Ez hasonlít az eredeti futóműgeometria 2° fokos statikus kerékdőlés melletti kormányzásnál megfigyelt jelenségre, azzal a különbséggel, hogy míg ott a kerekek befelé, addig itt kifelé dőlnek. Ezen felül különbség még, hogy a belső íven futó keréken kisebb a változás értéke, mint a külsőn. Az utánfutáson (20/b) is észrevehetőek változások, azonban jobban megnézve ezek 10^{-4} nagyságrendűek. A csapterpesztés jellege továbbra is változatlan, egyedül eltolódást figyelhetünk meg (20/c).

2°-os statikus kerékdőlés mellett szintén nincs különösebb eltérés, legfeljebb 0,01°-kal nagyobb az eltérés, mint az eredetinel. A különbség kisebb, mint 0°-nál, rugózás közben láthatjuk, hogy a kerékdőlés görbéje közelebb esik az eredetihez:



21. ábra Kerékdőlés változásának összehasonlítása rugózás közben, 2°-os statikus kerékdőlés mellett

Jelentős különbség még a kormányzás melletti kerékdőlésen figyelhető meg:



22. ábra Kerékdőlés változásának összehasonlítása rugózás közben, 2°-os statikus kerékdőlés mellett

Itt az látható, hogy bár a görbe továbbra is parabola, meglehetősen kis mértékben távolodik el a -2-es értéktől. Ez azzal magyarázható, hogy míg 2°-os kerékdőlés és 0°-os csapterpesztés mellett a kerék kormányzás hatására befelé, addig 0°-os kerékdőlés és 1,85°-os csapterpesztés mellett pedig kifelé dőlt meg. Itt a kettő kombinációját figyelhetjük meg, így a két hatás közel kiegyenlíti egymást. Ez tovább igazolja a kerékdőlés és a csapterpesztés közötti fordított arányosságot.

4.6. Eredmények összegzése

Végül kutatásaimból arra a következtetésre jutottam, hogy míg az új futóműgeometriánál az eredetihez képest a kinetikai jellemzők nagyobb mértékű változása figyelhető meg a futómű mozgása során, valójában ez a különbség elhanyagolható. Az egyetlen fontos változás a csapterpesztés 0° -ról 1.85° -ra történő módosulása, amellyel együtt jár a kormánylegördülési sugár csökkenése is. Az új csapterpesztés miatt az autó orra megemelkedik kormányzás hatására, ami eredményeképp a kerék igyekszik visszatérni az egyenes állásba. Bár ez a kormányzást nehezíti, ezzel szemben javítja az autó stabilitását és egyenesfutását. A kormánylegördülési sugár csökkenése ezzel szemben könnyíti a kormányzást, és csökkenti a gumibroncsok kopását. A változtatások tehát nem befolyásolják az autó fogyasztását, egyedül az irányíthatóságát.

5. Összefoglalás

A probléma a SZEenergy Team által épített és fejlesztett SZEmission elektromos hajtású energiatakarékos városi kisautó első futóművében jelen lévő hibákból indult. Az itt megtalálható gömbcsapágyak holtjátéka ugyanis terhelés következtére hamar megnőtt, ami akár a futómű tönkremeneteléhez is vezethet. Elsődleges célom az volt, hogy a csapágyak nagymértékű játékát megszüntessem. Megoldásként új gömbcsapágyat választottam, ez azonban további problémákat vetett fel. Mivel méretében eltért az eredeti csapágytól, így módosítani kellett egyes futóműalkatrészeket. A hely hiánya miatt azonban ezek a módosítások a futóműgeometria megváltozásához vezettek. Ezen változások dinamikai hatásait a Lotus Suspension Analysis program segítségével vizsgáltam. Ehhez fel kellett építenem az eredeti és a módosított futómű kinematikai modelljét a programban, hogy összehasonlíthassam a változásokat, emellett 0° és 2° -os statikus kerékdőlés mellett is elvégeztem a szimulációkat. A vizsgálatok során a kerékdőlés, összetartás, utánfutás és csapterpesztés változását elemeztem rugózás, dőlés és kormányzás mellett. Az eredményekből arra a következtetésre jutottam, hogy az új futóműgeometria kinetikai jellemzői javarészt nagyobb mértékben változnak menet közben, mint az eredeti geometriánál, egyedül 2° -os kerékdőlés mellett tartja jobban a statikusan meghatározott értéket. Azonban ezek a változások legtöbb esetben elhanyagolhatóan kicsik, a jármű fogyasztását nem befolyásolják mérhető mértékben. Az egyedüli nagyobb eltérés a csapterpesztés, ami az új futóműben statikus állapotban nagyjából 1.85° -nak felel meg, ez azt jelenti, hogy a kerék elforgatásával megemelkedik az autó orra. Emiatt menet közben az autó kerekei visszaállnak az egyenes pozícióba, ami növeli a menetstabilitást és a kezelhetőséget. Ennek hatásaként még a kormánylegördülési sugár is csökken, ami

megkönnyíti a kormányzást, valamint mérsékli a gumik kopását. Ezek a változások szintén nem befolyásolják az energiahatékonyságot jelentősen, egyedül a jármű kezelhetőségét.

6. Köszönetnyilvánítás

Ezúton is szeretném kifejezni köszönetem Pusztai Zoltánnak, aki segítségével jelen dolgozat nem jöhetett volna létre. Emellett köszönettel tartozom még a SZE Energy Team tagjainak és a Járműipari Kutatóközpontnak, akik kutatásaim során segítséget nyújtottak, motiváltak.

7. Irodalomjegyzék

[1] Shell Eco-marathon hivatalos weboldala

Elérhető: <https://www.shellecomarathon.com/>

[2] Sancibrian, R., Garcia, P., Viadero, F., Fernandez, A., & De-Juan, A. (2009). Kinematic design of double-wishbone suspension systems using a multiobjective optimisation approach. *Vehicle System Dynamics*, 48(7), 793–813.

<https://doi.org/10.1080/00423110903156574>

[3] Crowe, D. (2021). Design and development of carbon fibre wheel shells and wishbones for a formula student racecar. *Final Year Thesis, Monash University, Monash Motorsport*.

Elérhető: <https://www.monashmotorsport.com/blog/design-and-development-of-carbon-fibre-wheel-shells-and-wishbones-for-a-formula-student-racecar-daniel-crowe-2019>

[4] Aurora Rod End & Spherical Bearing Catalog & Resource Guide

Elérhető: https://www.aurorabearing.com/wp-content/uploads/2024/02/DES16907_319_Catalog_Updates_HighRes.pdf

[5] Kim, B. C., Park, D. C., Kim, H. S., & Lee, D. G. (2006). Development of composite spherical bearing. *Composite Structures*, 75(1), 231–240.

<https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2006.04.027>

[6] Kim, S. S., Park, D. C., & Lee, D. G. (2004). Characteristics of carbon fiber phenolic composite for journal bearing materials. *Composite Structures*, 66(1), 359-366.

<https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2004.04.057>

[7] Stone, R., & Ball, J. K. (2004). Automotive Engineering Fundamentals. *Chapter 7 – Steering Systems and Steering Dynamics*, 320-324.

[8] Thulasi V. & Ganesh V. Simulated study on the effect of camber and toe on the handling characteristics of a car during cornering.

Elérhető:

https://www.researchgate.net/publication/297414861_Simulated_study_on_the_effect_of_camber_and_toe_on_the_handling_characteristics_of_a_car_during_cornering

[9] Wang Z. Methods in Research about Effect of Caster Angle on Vehicle Steering and Stability.

Elérhető:

https://www.researchgate.net/publication/362914021_Methods_in_Research_about_Effect_of_Caster_Angle_on_Vehicle_Steering_and_Stability

[10] Cali' R. Caster Effect on Vehicle Dynamic Behavior.

Elérhető: <https://www.linkedin.com/pulse/caster-effect-vehicle-dynamic-behavior-raffaele-cali->

[11] Das, R. K., Hossain, M. a. M., Islam, M. T., Banik, S. C., & Hafez, M. G. (2024). Effects of front Total Toe-In angle on tire wear and emissions for a Light-Duty vehicle. *Journal of Engineering*.

<https://doi.org/10.1155/2024/5723254>

[12] Balkwill, J. (2017). Suspension kinematics. *Chapter 7 - Suspension Kinematics*, 197–239.

<https://doi.org/10.1016/b978-0-12-812693-6.00007-9>

[13] Goddard, S., & Elwood, P. (1998). The impact of scrub radius on sport utility vehicle handling. *SAE Technical Paper 982834*.

<https://doi.org/10.4271/982834>

[14] Lotus Cars Ltd. „Getting Started with Lotus Suspension Analysis”

Elérhető: <https://www.lotuscars.com/content/media/Getting-Started-with-Lotus-Suspension-Analysis.pdf>

[15] Tanik, E., & Parlaktaş, V. (2015). On the analysis of double wishbone suspension. *Journal of Advanced Mechanical Design Systems and Manufacturing*, 9(3).

<https://doi.org/10.1299/jamdsm.2015jamdsm0037>

[16] Patil, S., Pitale, P., Kshirsagar, A., Shinde, S., Ingle, P. (2023). Designing FSEV suspension system in Lotus Suspension Analysis SHARK. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 10(4)