



Gépjárművek Keréktalpponti Erő Becslő Rendszer Kísérleti Validálása

Készítette: Medgyesi Dániel

Belső konzulens: Sári Zoltán
Külső konzulens: Widner Attila

2022.10.11. Kecskemét



Neumann János Egyetem
Műszaki és Informatikai
Kar



Tartalomjegyzék

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	8
JELÖLÉSEK, SZIMBÓLUMOK ÉS EGYSÉGEK.....	9
BEVEZETÉS	12
1. IRODALOMKUTATÁS A GÉPJÁRMŰVEK MENETDINAMIKAI VIZSGÁLATAI TEKINTETÉBEN	13
1.1. JÁRMŰDINAMIKAI MODELLEK.....	13
1.2. JÁRMŰDINAMIKAI MODELL VERIFIKÁCIÓ	15
1.3. KVANTITATÍV MÉRÉSI ELJÁRÁSOK	16
1.3.1. Kerék karakterisztika teszt pad.....	16
1.3.2. Flat-Trac Handling Roadway	18
1.4. KERÉKTALPPONTI ERŐMÉRÉS.....	18
1.4.1. Keréktalpponti erő- és nyomaték mérő kerék	19
1.4.2. Gumi deformációjának segítségével történő keréktalpponti erőmérés.	20
1.4.3. Többtengelyes terhelésérzékelővel integrált kerékagy.....	21
1.4.4. TPMS segítségével történő kerékerő mérés.....	21
1.5. KERÉKTALPPONTI ERŐBECSLŐ RENDSZEREK	22
1.6. ÖSSZEFOGLALÁS.....	22
2. A SZAKDOLGOZAT SORÁN FELHASZNÁLT MENETDINAMIKAI MÉRŐBERENDEZÉS.....	24
2.1. MÉRÉSEK SORÁN HASZNÁLT SZEMÉLYGÉPJÁRMŰ.....	24
2.2. ADATGYŰJTŐ EGYSÉG	24
2.3. GPS	25
2.3.1. Race Technology Speedbox INS	25
2.3.2. RaceGrade 10 Hz GPS	26
2.4. LINEÁRIS POTENCIOMÉTEREK	26
2.5. FORGÓ POTENCIOMÉTEREK	27
2.6. NYOMÁSMÉRŐ SZENZOROK	27
2.7. ERŐMÉRŐ BERENDEZÉSEK	27
2.8. HŐMÉRSÉKLET MÉRŐ SZENZOROK	27
2.9. LÉZERES TÁVOLSÁGMÉRŐK	27
2.10. KISTLER ROADYN S625 SYSTEM 2000.....	28
3. KERÉKTALPPONTI ERŐMÉRŐ BECSLŐ RENDSZEREK BEMUTATÁSA	29
3.1. LINEÁRIS ÉS KITERJESZTETT KÁLMÁN SZŰRŐ MÓDSZER	29
3.2. S-SOSM	30
3.2.1. Hosszirányú keréktalpponti erő becslés.....	31
3.2.2. Oldalirányú keréktalpponti erő becslés	31
3.2.3. Kerék nyomaték adaptáció.....	32
3.2.4. Kiterjesztett Kálmán Szűrő (EKF) alkalmazása.....	32
3.3. KINEMATIKAI MODELL ALAPÚ BECSLÉS	33
3.4. NEURÁLIS HÁLÓ ÉS A KITERJESZTETT KÁLMÁN SZŰRŐ MEGKÖZELÍTÉS	33
3.5. T.R.I.C.K.	34
3.5.1. Vertikális erők	35
3.5.2. Hosszirányú erők.....	36
3.5.3. Oldalirányú erők	36
3.6. KONKLÚZIÓ	37
4. VALIDÁLÁSI MÓDSZER	38
4.1. BEVITELI ADATOK.....	38
4.2. BEVITELI CSATORNÁK.....	39
4.3. BEMENETI FELDOLGOZÁS, DIAGNOSZTIKA ÉS JELKORREKCIÓ	40
4.4. MÉRÉSI ELJÁRÁS.....	41

4.4.1.	Mérés leírása	42
4.4.2.	Mérési manőverek	42
4.5.	VERTIKÁLIS ERŐK	43
4.6.	OLDALIRÁNYÚ ERŐK	44
4.7.	HOSSZIRÁNYÚ ERŐK	45
4.8.	SZÁMOLÓ CSATORNÁK	46
5.	MÉRÉSI EREDMÉNYEK KIÉRTÉKELÉSE	49
5.1.	VERTIKÁLIS ERŐBECSLÉS	49
5.1.1.	Statikus állapot	49
5.1.2.	Hosszirányú járműmozgások	50
5.1.3.	Állandósult körpálya teszt	50
5.2.	OLDALIRÁNYÚ ERŐBECSLÉS	51
5.2.1.	Állandósult körpálya teszt	51
5.2.2.	Dinamikus kanyar teszt	52
5.3.	HOSSZIRÁNYÚ ERŐBECSLÉS	53
5.3.1.	Hosszirányú járműmozgások	Hiba! A könyvjelző nem létezik.
5.4.	KONKLÚZIÓ	53
	ÖSSZEFOGLALÁS	54
	ÁBRAJEGYZÉK	55
	MELLÉKLET	58

Köszönetnyilvánítás

Szeretnék köszönetet mondani azoknak az embereknek, akik elősegítették ennek a projektnek a megvalósulását. Hálás vagyok a belső és külső konzulensemnek, Widner Attilának és Sári Zoltánnak az útmutatásért, hogy segítettek elsajátítani a projekt menedzsment alapjait és azért, hogy megtanítottak a mérnöki gondolkozásra.

Továbbá szeretném megköszönni az Innovatív Járművek és Anyagok Tanszéknek, hogy rendelkezésemre bocsátották a menetdinamikai mérőrendszert, illetve a sok tanácsért, amivel elősegítették a szakdolgozatom elkészülését.

Jelölések, szimbólumok és egységek

Ebben a fejezetben láthatják az összes dolgozatban alkalmazott szimbólumot, azok rövid leírását és mértékegységeit.

1. táblázat: Szimbólumok

Szimbólum	Leírás	Mértékegység
R_{OF}	<i>Első kerék terheletlen keréksugár</i>	m
R_{OR}	<i>Hátsó kerék terheletlen keréksugár</i>	m
R_{rF}	<i>Első kerék effektív görbülési sugár</i>	m
R_{rR}	<i>Hátsó kerék effektív görbülési sugár</i>	m
m	<i>Gépjármű tömege</i>	kg
J_z	<i>A jármű tehetetlenségi nyomatéka a z tengely körül</i>	$kg\ m^2$
I_{wF}	<i>Az első kerék tehetetlenségi nyomatéka a forgástengely körül</i>	$kg\ m^2$
I_{wR}	<i>A hátsó kerék tehetetlenségi nyomatéka a forgástengely körül</i>	$kg\ m^2$
l	<i>Tengelytáv</i>	m
a	<i>Első tengelytávolsága a tömegközéppontól</i>	m
b	<i>Hátsó tengelytávolsága a tömegközéppontól</i>	m
t_F	<i>Első tengely nyomtáv</i>	m
t_R	<i>Hátsó tengely nyomtáv</i>	m
h	<i>A súlypont magassága</i>	m
$K_{\phi F}$	<i>Első tengely dőlési merevsége</i>	$\frac{N}{m}$
$K_{\phi R}$	<i>Hátsó tengely dőlési merevsége</i>	$\frac{N}{m}$
A_v	<i>Jármű keresztmetszeti felülete</i>	m^2
C_d	<i>Légellenállási tényező</i>	-
$C_z\ front$	<i>Leszorítóerő tényező az első tengelyen</i>	-
$C_z\ rear$	<i>Leszorítóerő tényező a hátsó tengelyen</i>	-
$F_z\ FL$	<i>Normál erő a bal első gumi esetében</i>	N
$F_z\ FR$	<i>Normál erő a jobb első gumi esetében</i>	N
$F_z\ RL$	<i>Normál erő a bal hátsó gumi esetében</i>	N
$F_z\ RR$	<i>Normál erő a jobb hátsó gumi esetében</i>	N
$F_y\ FL$	<i>Oldal erő a bal első gumi esetében</i>	N
$F_y\ FR$	<i>Oldal erő a jobb első gumi esetében</i>	N
$F_y\ RL$	<i>Oldal erő a bal hátsó gumi esetében</i>	N
$F_y\ RR$	<i>Oldal erő a jobb hátsó gumi esetében</i>	N
$F_x\ FL$	<i>Hosszirányú erő a bal első gumi esetében</i>	N
$F_x\ FR$	<i>Hosszirányú erő a jobb első gumi esetében</i>	N

F_x RL	Hosszirányú erő a bal hátsó gumi esetében	N
F_x FR	Hosszirányú erő a jobb hátsó gumi esetében	N
F_{yF}	Első tengely oldalirányú tengelyterhelés	N
F_{yR}	Hátsó tengely oldalirányú tengelyterhelés	N
ω_{FL}	Bal első keréksebesség	$\frac{m}{s}$
ω_{FR}	Jobb első keréksebesség	$\frac{m}{s}$
ω_{RL}	Bal hátsó keréksebesség	$\frac{m}{s}$
ω_{RR}	Jobb hátsó keréksebesség	$\frac{m}{s}$
$T_{drvi j}$	Hajtónyomaték	Nm
$T_{brki j}$	Féknyomaték	Nm
$P_{brki j}$	Hidraulikus féknyomás	kPa
k_{brk}	Fékproporcionális konstans	-
μ_r	Gördülési ellenállás együttható	-
a_x	Hosszirányú gyorsulás	$\frac{m}{s^2}$
a_y	Oldalirányú gyorsulás	$\frac{m}{s^2}$
α_F	Első tengely oldalkúszási szöge	deg
α_R	Hátsó tengely oldalkúszási szöge	deg
C_{yF}	Első tengely kanyarmerevsége	$\frac{N}{deg}$
C_{yR}	Hátsó tengely kanyarmerevsége	$\frac{N}{deg}$
g	gravitációs erő	$\frac{m}{s^2}$
λ_x	xz síkbeli szöghiba	deg
λ_y	yz síkbeli szöghiba	deg
W_F	Statikus tengelyterhelés	N
W_R	Statikus tengelyterhelés	N
ΔFz_{LONG}	Hosszirányú átterhelődés mértéke	N
ΔFz_{LAT-F}	Oldalirányú átterhelődés mértéke az elsőtengelyen	N
ΔFz_{LAT-R}	Oldalirányú átterhelődés mértéke az hátsótengelyen	N
$aerodown_F$	Első tengelyen ébredő leszorító erő	N
$aerodown_R$	Hátsó tengelyen ébredő leszorító erő	N
$aerodrag$	Légellenállási erő	N
Apikszisok és alindexek		

i	<i>Oldalindex alindex: L=bal, R=jobb</i>	-
j	<i>Tengelyindex alindex: F=első, R=hátsó</i>	-

Bevezetés

A diplomamunkám célja egy költséghatékony keréktalpponti erőmérő becslő módszer vizsgálata és validációja. Az autóiparban számos területen alkalmazunk járműdinamikai modelleket. Ezeknek a modelleknek a hasznosága attól függ, hogy mennyire képes reprezentálni a valós jármű viselkedését. Ahhoz, hogy ezeknek a modelleknek a pontosságáról meggyőződjünk validációs folyamatokra van szükség. A folyamat a következő képen épül fel: a jármű szükséges paramétereinek meghatározása (például: tömeg és súlyelosztás, futómű geometria és kinematika, légellenállási erő valamint felhajtóerő tényező, motor nyomatéki karakterisztika, váltóáttételek, gumimodell paraméterei: maximális oldal és hosszirányú tapadási tényező, kanyarmerevség, gördülési ellenállási tényező), ezután elvégezzük a szükséges menetdinamikai méréseket (hosszirányú gyorsítások és lassítások, konstans sugarú körpálya vizsgálat, dinamikus irányváltások), majd a becslések, szimulációk elvégzését követően összehasonlítjuk a mért és a becsült eredményeket.

A szakdolgozatom célja kifejezetten egy olyan becslési rendszer validációja ami a keréktalpponti x, y, z irányú erőket tudja megbecsülni. Azonban a járművükön alkalmazott gumiabroncsok összetettsége miatt 100%-ban megbízható megoldást nem fogunk tudni találni. A becsléssel kapcsolatos továbbfejlesztési lehetőségeket az „Összefoglalás” részben írom le részleteiben.

A dolgozatom során a Neumann János Egyetem menetdinamikai rendszerén volt szerencsém dolgozni. Ez a rendszer egy Mercedes-benz CLA 250 személygépjárműre volt felszerelve így a méréseket is ezen a járművön lettek elvégezve. A menetdinamikai mérések a jakabszállási repülőtéren kerültek elvégzésre. A méréseket Widner Attila által létrehozott adatelemző rendszer segítségével történt a mérési adatok kiértékelése, amely a MoTeC i2 környezetben készült. A becsléshez szükséges számolócsatornákat is ebbe a környezetbe hoztam létre.

1. Irodalomkutatás a gépjárművek menetdinamikai vizsgálatai tekintetében

A különböző fejlesztési és tervezési folyamatok gyakran épülnek valamilyen előre megfogalmazott modellre. Egyik ilyen tervezési modell a V-modell. A V-modell adja meg a folyamat nagyobb lépéseit, amelyeken végig haladva kimenetként kaphatunk valamilyen terméket. A termékfejlesztési folyamatokat két fő részre bontja a V-modell: Fejlesztési folyamatokra és Tesztelési, validációs folyamatokra. Ezen fő ágak között helyezkedik el a gyártási szakasz. Vesszünk egy tetszőleges hasonló termékfejlesztési modellt, az utolsó stációja között biztosan megtaláljuk a validációt. Ezen szakaszban ellenőrizzük a beviteli paraméterek, követelmények megvalósulását a kész termék esetében. Ez magába foglalhatja a teljes termék, vagy csak annak bizonyos alrendszerének vizsgálatait is. Tehát a validálás során a tervezendő termék elsődleges funkcióira irányuló validációs tesztek, mérések kerülnek elvégzésre, annak érdekében, hogy vizsgálni tudjuk a tervezés elején felállított követelmények beteljesülését. A validációs eljárásokat gyakran alkalmazzák korrelációs vizsgálatokra is.

A járműdinamikai validációk fontossága több szempontból is fontosnak bizonyul. Egyrészt biztonsági indokokból, hiszen a mai gépjárművek csupán néhány tenyér méretű felületen keresztül teremtenek kapcsolatot az úttesttel. Ennek tudatában, ha belegondolunk, hogy a mai személygépjárművek képesek akár 200 km/h sebességet is átlépni, fontossá válik a megbízható futómű, és gumiabroncs ismeretei. Pont ezek miatt kiemelt fontosságú az adatgyűjtés, és validációs folyamatok. A következő fejezetekben szeretném bemutatni a járműmodelleket, illetve a különböző járműdinamikai méréseket különös tekintettel a járművek keréktalppontjába ébredő erő- és nyomaték mérési eljárásaira.

1.1. Járműdinamikai modellek

„A modelleket egy új rendszer, egy módosított rendszer vagy egy meglévő rendszer jövőbeli teljesítményének előrejelzésére vagy összehasonlítására használják új feltételek mellett.” [1]

A tervezési, fejlesztési folyamatok során (tehát a V-modell esetében a bal ág) gyakran alkalmazunk járműdinamikai modelleket, hogy letudjuk írni a tervezendő jármű viselkedését. A járműdinamikai modellek a valós járművek viselkedését igyekeznek leírni, azonban ezekben a modellekben alkalmazni szoktak egyszerűsítéseket, elhagyásokat. Ezeket az egyszerűsítéseket abból a célból ejtik meg, hogy csökkentsék a számítási kapacitást, vagy jobban érthető modelleket hozzanak létre. Az elhagyások, egyszerűsítések mértéke nagy

mértékben eltérhet. Az egyszerűsítések mértékét a Milliken testvérek egy úgy nevezett „absztrakciós létrán” szemléltették. Ezen skála tetején a valós járművek helyezkednek el, ahogy haladunk lefelé a létrán egyre nagyobb mértékben teszünk egyszerűsítéseket. [2]

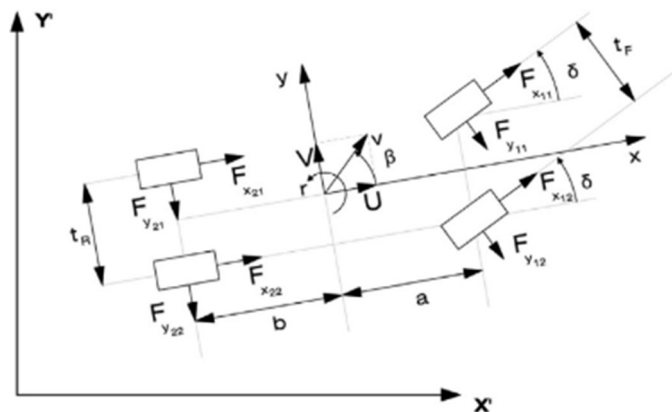
Jelen esetben egy 8 szabadsági fokkal rendelkező négykerekű modellt alkalmaztam, mert minden kerékre ható erőt külön szeretnénk megállapítani. Ez a modell a következő képen épül fel: [3]

1. 3 szabadsági fok a jármű a jármű karosszériájának síkbeli mozgására vonatkozik (hosszirányú, oldalirányú és legyezési mozgások)
2. 4 szabadsági fok a kerekek tengely irányú forgó mozgása
3. 1 szabadsági fok a kerék kormányzási szöge

Emellett a jármű futómű kinematikája és rugalmassága a hozzátartozó úgynevezett K&C görbével jellemezhető. Ezeket a görbéket, a fennebbiekben is említett fizikai próbapad [4] vagy egy úgynevezett többtest modellen végzett szimulációk [5] segítségével határozhatjuk meg.

A jármű jellemzőinek széleskörű és részletes leírása, mint például a légellenállás és a leszorítóerő aerodinamikai együtthatója, a gumiabroncsok gördülési ellenállási paraméterei és az Ackermann-kormányzási együtthatók, lehetővé teszi a dinamikus hatások modellezését. Ezeket általában elhanyagolnak, mert összetettek, de jelen esetben a jármű gumiabroncsának megfelelő jellemzéséhez szükségesek.

Ahhoz, hogy leírjuk egy jármű mozgásait két koordináta rendszerre is szükségünk van: Az egyik a Földhöz kötött koordináta rendszer (ECEF) [6] [7], a másik pedig a járművünk középpontjába integrált koordináta rendszer (1.ábra). Az ábrán a X' és Y' definiálja a Földhöz kötött koordináta rendszert, a x és y pedig a jármű koordinátarendszerét jelölik.



1. ábra: A járműdinamikai modell koordináta rendszere [2]

1.2. Járműdinamikai modell verifikáció

Különböző valós környezetbe működő rendszereket a járműipar számos területén szokták helyettesíteni különböző modellekkel. A modellek részletességének mértéke széles skálán mozog. Vannak modellek, amelyek bonyolultak, sok paraméter szükséges hozzájuk, azonban sok adatot is kapunk kimenetként, de akadnak olyan modellek is, amelyek egyszerűbbek, ahogyan ezt már az előző fejezetben részleteiben leírtam. A modellek hasznossága függ, hogy az adott modell hogyan kezeli a vizsgálat szempontjából fontos paramétereket. Ahhoz, hogy egy modellt számunkra hasznosnak nyilvánítsunk megfelelő műveleteket, összefüggéseket kell, hogy tudja kezelni. Továbbá elengedhetetlen a modellünk megfelelő működéséhez a pontos paraméterek ismerete is.

„A verifikáció és validáció célja annak megállapítása, hogy egy modell pontos-e, amikor az általa reprezentált valós rendszer teljesítményének előrejelzésére használják, vagy ha két forgatókönyv vagy két vagy több modellkonfiguráció közötti teljesítménykülönbség előrejelzésére használják.” [1]. A validáció és verifikációt könnyű összekeverni, nem véletlenül hiszen gyakran kéz a kézben járnak, de fontos elkülöníteni a kettőjük közötti különbséget. Carson szerint egy modell verifikálása annyit tesz, hogy az általunk használt modellt megfelelően építjük fel [1].

A verifikáció egy olyan technika, melynek lényege, hogy bizonyítsuk egy modell helyes és megfelel minden vele szemben felállított elvárásnak, követelménynek. Egy másik hasonló definíció szerint az a folyamat, amelynek során meghatározzák, hogy egy fizikai esemény számítási modellje és a számítási modellt megvalósító kód használható-e az esemény matematikai modelljének megfelelő pontosságú ábrázolására [8].

A számítási áramlástan (CFD) területén az Amerikai Repülési és Űrhajózási Intézet által definiált definíció az általánosan elfogadott: Egy másik, a CFD-alkalmazásokkal kapcsolatos forrásban a verifikációt a szimuláció numerikus bizonytalanságának értékelésére és a szimuláció numerikus hibájának előjelének, nagyságának és bizonytalanságának becslésére szolgáló folyamatként határozzák meg [9].

„A verifikációt a szimuláció numerikus bizonytalanságának felmérésére, valamint a szimulációs numerikus hiba előjelének, nagyságának és bizonytalanságának becslésére szolgáló folyamatként definiálják.” [9]

A validáció esetében is hasonlóan gazdag definíciókkal találkozhatunk. Carson szavaival élve laikus nyelven a validáció: „'Building the right model'”. [1] Az egyik legkorábbi meghatározás szerint a koncepcionális modell alkalmazhatóságának vagy hasznosságának megerősítése a számítási eredmények és a tényleges egyéb elméleti adatok

közötti megfelelő megfelelés bizonyításával. A validáció úgy definiálható, mint azok az eljárások és technikák, amelyeket a modellfejlesztő, a modell megrendelője és a döntéshozók közösen alkalmaznak annak biztosítására, hogy a modell megfelelő pontossággal reprezentálja a valós rendszert. [9] A validálás annak igazolása, hogy egy számítógépes modell az alkalmazási területén belül a modell tervezett alkalmazásával összhangban lévő, kielégítő pontossággal rendelkezik-e. Amennyiben egy modell teljes mértékben megegyezik a szimulálni kívánt környezettel, azaz teljes mértékben kielégíti az elé felállított specifikációkat akkor beszélhetünk abszolút validációról. A szakértők csoportja a teljes validálás lehetőséget cáfolja [8]. Egy adott modell használhatóságát a projekt és a tervezett alkalmazás keretein belül szokták meghatározni.

Carson által felállított rendszerben a következő három lépésre osztjuk fel a validáció folyamatát [1]:

1. 'Face validity': Ebben a szakaszban a szimulációs modellünk eredményeit vizsgáljuk és ellenőrizzük, hogy ésszerű kimeneti eredményeket kaptunk-e, nincs-e valahol valamilyen hiba.
2. Érzékenység vizsgálat: Az érzékenység vizsgálat esetében a lehetséges bemeneti paraméterek függvényébe vizsgáljuk a modellünket.
3. Végezetül a szimulációs modell kimeneti adatait és a valós mért adatok összehasonlítjuk és kiértékeljük.

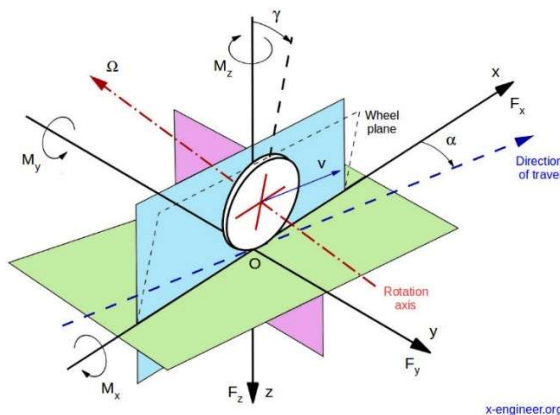
1.3. Kvantitatív mérési eljárások

Az előző fejezetekben kifejtettem mik is a járműdinamikai modellek, mire is használjuk ezeket, és miért szükséges ezen modellek validációja, verifikációja. A konkrét szám adatokkal szolgáló mérési eljárásokat szoktuk másnéven kvantitatív mérésnek nevezni. Ezeket a számadatokat adatrögzítő berendezéseken szoktuk eltárolni és a későbbiekben kiértékelni. A kiértékelés megkönnyítése érdekében az adatokat a legtöbb esetben vagy a mérés kezdetétől számított eltelt idő, vagy a mérés kezdetétől megtett távolság függvényébe szoktuk feljegyezni. A következő fejezetben a már létező és az iparban gyakran alkalmazott kvantitatív validációs módszereket szeretném bemutatni.

1.3.1. Kerék karakterisztika teszt pad

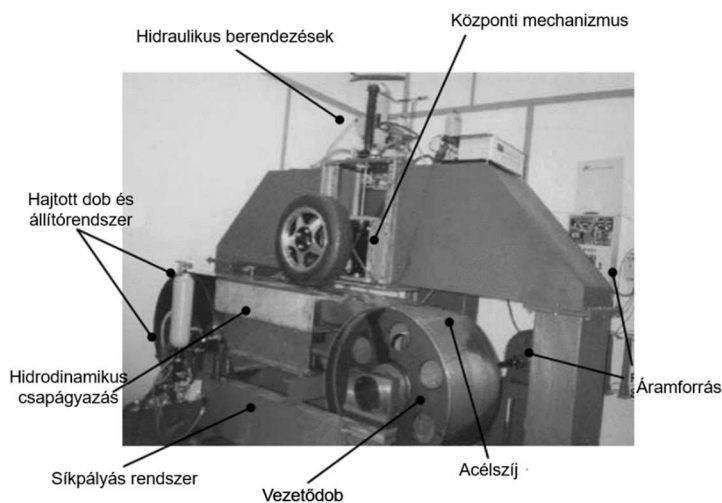
Ahhoz, hogy megfelelő járművet tudjunk fejleszteni, vagy éppen egy megfelelő járműdinamikai modellt tudjunk megalkotni szükségünk van a gumiabroncs erő- és nyomatékadataira. Számos járműdinamikai szimulációhoz elengedhetetlenek ezek a paraméterek és adatok, ezek nélkül nem tudjuk elvégezni a folyamatokat. Egy

gumiabroncsnak alapvetően 6 adatát szoktuk figyelembe venni. Ebből három erő, amelyeket a SAE J670 szabvány által leírt kerék koordináta rendszer szerint különböztettünk meg (2.ábra) x , y és z irányú erőket. Ezek mellett három nyomaték paraméter ugyanúgy x , y és z tengely körüli nyomatékként [10].



2. ábra: SAE kerék koordináta rendszer [11]

Ahhoz, hogy ezeket a különböző gumiabroncsok karakterisztikáit meg tudjuk állapítani, a lehető legtöbb szituációban meg kell mérnünk a fentebb említett adatokat. A gumiabroncsok vizsgálatát a legtöbb esetben hagyományosan síkpályás gépeken végzik. Ezek a gépek nagy, övvel ellátott felületek, ezen a felületen történik a mérés. A gumiabroncsokat egy eszközre szereljük fel, amely különböző hossz-, oldal- és normálirányú erőket tud létrehozni. Az erőkomponensek mellett képes nyomatékokat, és oldalkúszási szöget is képes létrehozni. Hátránya ezeknek a gépeknek, hogy mivel valódi aszfaltozott útszakasz helyett egy szimulált övön történik a mérés így a vizsgálatok következetességének elérése sokkal nehezebb, illetve sokkal nagyobb igényességgel rendelkezik. Nem is beszélve a mérőpad összetettségéről, és bonyolultságáról (3.ábra).

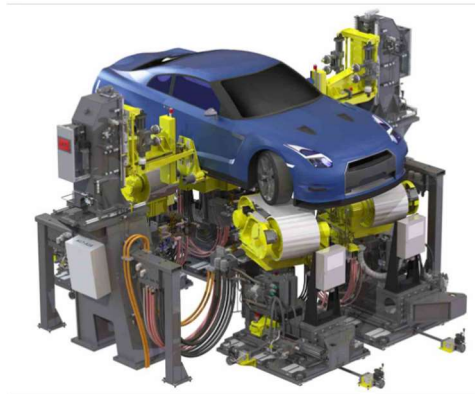


3. ábra: Dinamikus kerék teszt pad [12]

Ezek miatt az okok miatt kezdtek el új megoldásokat keresni, ennek az egyik lehetséges megoldása, hogy létrehozunk egy olyan járművet, amelyre felhelyezve egy kereket meg tudjuk mérni ugyanazokat a paramétereket, amiket a dinamikus kerék tesztpaddal. Erre példa az úgynevezett TTT¹, vagy Kerék teszt kamion, amelyet több járműipari cég is használ, és bizonyos esetekben fejlesztett. Erre példa a siemens kerékmérő kamionja [13]. Ezeknél a mérő járműveknél ki van alakítva egy külön egység teljesen függetlenül a jármű kerekeitől, ahova kerül a mérendő gumi. A vertikális mozgást a legtöbb esetben egy hidraulikus munkahenger végzi, de láttunk már légrugóval történő aktuálást is [10]. A kormányzásért pedig általában egy szervomotor gondoskodik. Ezek mellett több kísérlet is van moduláris mérőberendezésekre akár utánfutókba szerelt állomásokra [10].

1.3.2. Flat-Trac Handling Roadway

A Flat-Trac Handling Roadway az MTS által értékesített Flat-Trac termék család egyik tagja. A mérőberendezés az előzőekben bemutatott gumiabroncs mérőpadhoz hasonlóan acélsíjakkal szimulálja a környezeti talajt. Az eszköz felépítését tekintve (4. árba) a jármű mind a 4 kereke alá kerül egy síjas mérőberendezés. Ezen eszközök segítségével képesek vagyunk szinten bármilyen járműdinamikai manővert szimulálni. A szenzorok segítségével képesek vagyunk a különböző gumi karakterisztikai paramétereket is megállapítani.



4. ábra: 'Flat-Trac Handling Roadway' mérőrendszer felépítése [14]

1.4. Keréktalpponti erőmérés

Az előző fejezetben szó esett a főbb validációs eljárásokról, amelyeket a járműiparban is gyakran alkalmaznak. Minden egyes validációs eljárásnál az egyik fő paraméter, amit figyelembe vettünk az a kerekek úttal történő érintkezési pontjába ('contact patch') fellépő erők és nyomatékok. A járműdinamikai vizsgálatok egyik legfontosabb pontja a

¹ Tire Test Truck

keréktalpponti erők vizsgálata. Nem csak azért, mert a járművünk a kereken keresztül teremt kapcsolatot, de minden egyes járműparaméter változása hatása lesz az itt fellépő erőkre és nyomatékokra. A fentebb említett mérési eljárások egyik legnagyobb hiányosága, hogy csak szimulált környezetet tudunk létrehozni, amelyek nem minden esetben képesek fedni a valóságos környezetet. Azonban léteznek olyan eszközök, amelyeket felhelyezve egy járműre képesek vagyunk valós környezetben is ezeket a keréktalpponti erőket és nyomatékokat mérni, és rögzíteni. A következő pontban ezeket a keréktalpponti erők mérésére szolgáló mérő eszközöket szeretném bemutatni.

1.4.1. Keréktalpponti erő- és nyomatékmérő kerék

Mint fennebbiekben kifejtettem az egyik legfontosabb paraméter, amit mérni szeretnénk az a gumi érintkezési pontjába ébredő erők és nyomatékok. Ezen paraméterek szimulált környezetben történő vizsgálatára láthatunk megoldást az előző fejezetben, azonban ezek nagy hátránya, hogy nem minden esetben fedik a valóságot. Erre a problémára a járműiparban több cég is elkezdett megoldásokat keresni, több megoldás is született, sőt azóta is több kísérleti rendszer lát napvilágot, mint például a gumiabroncsba integrált nyúlásmérő bélyeg alkalmazása [15]. Az egyik legelterjedtebb módszer azonban a kerekbe erőmérő cellák implementálása lett. A kistler felépítése az 1. melléklet alatt található 4. ábra foglalja össze.

A kerékbe szerelt szenzorral történő keréktalpponti erő- és nyomatékméréssel foglalkozó gyártók közül az egyik vezető cég a Kistler. Minden főbb járműcsoport számára értékesítenek mérőeszközt, mind haszon- és személygépjárművekre egyaránt.

A cégek által forgalmazott erő- és nyomatékmérő berendezéseket adatátvitel módja szerint két fő csoportba oszthatjuk:

- Rádiókommunikáción történő mérési adatátvitel
- Kábelén történő adatátvitel

Mivel forgó mozgásba lévő alkatrészekon keresztül kell adatokat rögzítenünk így az egyik legnagyobb kihívást ezen adatok rögzítése jelenti. Ezt a legtöbb esetben egy úgynevezett csúszógyűrűvel ('Slip ring') segítségével oldották meg. A csúszógyűrű lényege, hogy a kerék forgástengelyén elhelyezett csatlakozók szabadon tudnak egymáshoz képes elfordulni miközben a köztük lévő kapcsolat megmarad. Előnye volt a rendszernek, hogy a lehető leggyorsabb kapcsolatot tudta biztosítani ezzel is csökkentve a lehetséges adatok veszteségét. Nagy hátránya azonban, hogy mivel a két csatlakozó között mechanikai kapcsolat van, így megjelent a kopás jelensége és viszonylag gyakran kellett cserélni ezeket

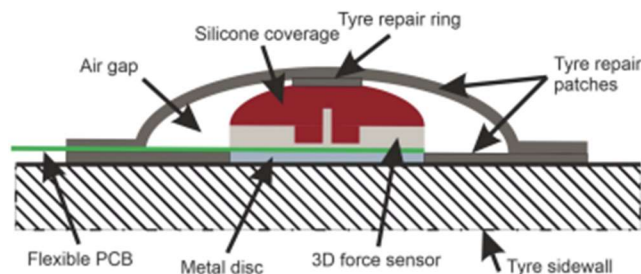
a komponenseket. Emiatt is tértek át a rádiókommunikációs rendszerre. Ennél a megoldásnál egy rádióvevőt szerelünk fel a kerek oldalára és a kerekre szerelt mérőrendszer ezen keresztül tudja átküldeni a mért adatokat. Ez a megoldás annyira bevált, hogy ma már nem is forgalmazzák személygépjárművekhez a csúszógyűrűs kivitel.

A mérőeszközök mérési eljárása, hogy a jármű felnijébe erőmérő cellákat helyeznek el. Ezek az erőmérőcellák képesek mérni a felni deformációjának függvényébe keletkező erőket. Ezekből az erőkből számol a rendszer vissza a keréktalppontjába ébredő erőkre és nyomatékokra [16].

1.4.2. Gumi deformációjának segítségével történő keréktalpponti erőmérés.

Az előző fejezetben bemutatásra került a legelterjedtebb mérési eljárás az erő- és nyomatékmérő kerék, azonban más kísérleti eljárások is megtalálhatóak az iparban, amelyek a gumibroncs deformációjából következtet a jármű keréktalpponti erőire [15].

Az egyik ilyen módszer, hogy egy szenzort ágyazunk be a gumibroncs belső oldalára az oldalfalhoz közel (5. ábra). Ez a szenzor lehet nyúlásmérő bélyeg, vagy egy piezorezisztív szenzor is [15] [17]. Ebben az esetben a szenzor méri a gumi deformációjából adódó erőket és ebből számolva tudunk következtetni a gumi érintkezési felületén ébredő erőkre és nyomatékokra.

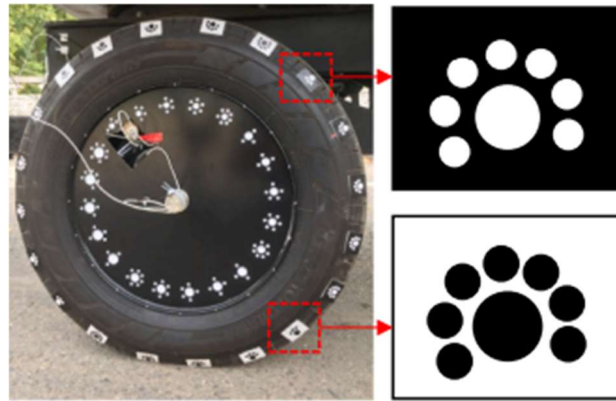


6. ábra: A beágyazott szenzor felépítése [15]

A módszer hátránya, hogy a szenzor rögzítésének jellege miatt, csak periodikusan tudunk adatokat rögzíteni ezzel is csökkentve az adatok mérési gyakoriságát adott időegységben belül.

Ezen felül folynak kísérletek egy képfeldolgozó módszer segítségével történő kerék erő mérő berendezés fejlesztésére. A mérésnél egy kamera figyeli a gumit, melyeken a képfeldolgozáshoz szükséges különböző motívumok, jelöléseket helyeznek el (6. ábra).

A módszer hátránya, hogy ezzel a mérési eljárással csak normál irányú erőket tudunk vele meghatározni.



7. ábra: A méréshez szükséges ábrák elhelyezése a kereken [18]

Az Optyre szintén egy gumi deformáción alapuló mérési eljárás, mely egy optikai elven működő mérőrendszer, ahol egy optikai szál vezetnek végig a gumiabroncs külső és belső felszínén egyaránt. Az abroncs felületének változásával az optikai szál is deformálódik. A szálak végére egy spektrum vizsgáló van szerelve, ezzel az eszközzel tudjuk mérni a visszavert fény frekvenciájának szélességet, ebből a mért adatból tudunk következtetni a kerekek normálirányú erőire [19].

A módszer hátránya a bonyolultsága mellett, hogy nagyon magas mintavételezési sebesség szükséges.

1.4.3. Többtengelyes terhelésérzékelővel integrált kerékagy

A 'Multi Axis Load Sensor-Integrated Hub Bearing' mérőrendszer [20] egy a kerékagy csapágyazásokba integrált erőmérő szenzorokból álló berendezés. Itt a csapágyak külső gyűrűjénél találhatóak nyúlásmérő bélyegek, és ezen szenzorok segítségével tudjuk mérni a gyűrű deformációja következtében létrejövő erőket. Ezekből az adatokból pedig tovább tudunk számolni és egy közelítéssel meg tudjuk mondani a keréktalpponti erőket.

A módszer előnye, hogy sokkal könnyeb rendszer egy erőmérő kerékhez képest, illetve könnyebben integrálható egy mindennapi használatban lévő személygépjárműbe. Hátránya az eszköznek, hogy a nyomaték értékeket nem tudjuk mérni vele.

1.4.4. TPMS² segítségével történő kerékerő mérés

A TPMS egy a kerekek belső nyomását figyelő rendszer. A mai modern járművekben is gyakran alkalmazott szenzorok, amik első sorban a kerekek nyomását hívatott figyelni, és ezen adatok visszajelezni a jármű vezetőjének, de vannak vezetéstámogató rendszerek, amelyek megfelelő működéséhez szükséges a jármű kerekeinek nyomásának ismerete. Ebből adódott az ötlet, hogy ezen szenzorok felhasználásával próbáljunk következtetni a

² Tire Pressure Monitoring System

keréktalpponti erők. Több cikk [21] is azt hoztak ki konklúzióknak, hogy a normálirányú kerékerőket meg lehet becsülni egy ilyen szenzor mérési eredményének segítségével.

A rendszer előnye, hogy szinte semmilyen módosításra sincsen szükség egy mai forgalomba lévő járművön, azonban hátránya, hogy csak a normálerőket tudjuk ezzel megállapítani.

1.5. Keréktalpponti erőbecslő rendszerek

Az előző részekben a kerekkel kapcsolatos paraméterek konkrét mérési eljárásait mutattam be, azonban ezekhez szükséges a legtöbb esetben valamilyen nagyobb átalakítás. Ezek az átalakítások, szenzorok használata azon felül, hogy sajnos sokszor igen nagy költségekkel járnak, emellett a legtöbb esetben hatóságok nem is engedélyezik használatukat közutakon.

Ezen indokok miatt többen elkezdtek egy olyan becslő metóduson dolgozni, amely a mai járművek alap szenzor rendszerét használják. A becslőrendszereknek több megközelítéssel is rendelkeznek, de mindegyiknek alapját egy kerék modell adja. A kerék modellek terén sokan Pacejka modelljét [22] szokták alkalmazni, de a lineáris gumi modellt is sokan használják.

A keréktalpponti erőbecslő rendszereket egy későbbi fejezetben részletes bemutatásra is kerülnek.

1.6. Összefoglalás

Az irodalomkutatás során több mérési, és becslési módszerrel is megismerkedtem ebben a pontban kerülnek összefoglalásra, és strukturálásra a módszerek előnyei és hátrányai bemutatása mellett. A járműdinamikai mérések csoportján belül, mivel dolgozatom célja, hogy találjak egy költséghatékony keréktalpponti erőmérő vagy becslő rendszer, így kifejezetten a keréktalpponti erők mérésével foglalkoztam.

A kvantitatív mérési eljárások során megismerkedtem a kerékkarakterisztikai tesztpaddal mely a gumibroncsok karakterisztika görbéit és paramétereit tudjuk meghatározni. Ezen paraméterek és tulajdonságok kulcs fontosságú szerepet töltenek be a járműdinamikai vizsgálatok során. A mérőeszköz hátránya a vele járó költségek mellett, hogy nem minden esetben tudja megfelelően szimulálni a valós környezetet. Egy kerékerő és nyomaték mérő kerék segítségével ezen eszközt ki lehetne váltani, illetve egy megfelelő pontosságú becslőrendszerrel is képesek lennék a méréseket elvégezni.

A keréktalpponti erő- és nyomatékmérő berendezések előnyeit és hátrányait a x. táblázat szemlélteti. A költségek során egy súlyozott értéket fogok használni, mert sok rendszernél egyéni árajánlatot kell kérni, így csak közelítő értékeket találtam több rendszer költségeit illetően is. A súlyozás 1-5 közötti skálán mozog, ahol az 5 jelenti a legköltségesebb, és az 1 jelenti a legkevésbé költséges eljárásokat

2. táblázat: Keréktalpponti erőmérési eljárások (saját táblázat)

Eljárás megnevezése	Előnyei	Hátrányai	Mért paraméterek
<i>Erőmérőkerék</i>	<i>pontos eredmény</i>	<i>magas költségek, közutakon nem alkalmazható</i>	<i>F_x, F_y, F_z. M_x, M_y, M_z</i>
<i>Erőmérő kerékagycsapágy</i>	<i>könnyen integrálható</i>	<i>nem minden paraméter mérhető</i>	<i>F_x, F_y, F_z</i>
<i>TPMS nyomásmérés</i>	<i>alacsony költségek</i>	<i>csak normálirányú erők mérésére alkalmas</i>	<i>F_z</i>
<i>Képkértékelés alapú mérési módszer</i>	<i>könnyű adatátvitel</i>	<i>menetközben nehézkes felvétel, nehézkes kiértékelés</i>	<i>F_z</i>
<i>Optyre</i>	<i>tömegben elenyésző rendszer</i>	<i>bonyolult felépítés, magas mintavételezési sebesség</i>	<i>F_x, F_y, F_z</i>
<i>Piezorezisztív mérési eljárás</i>	<i>kis helyigényű szenorozás</i>	<i>megbízhatatlan felfogadás, adatvesztés lehetősége</i>	<i>F_x, F_y, F_z</i>

2. A szakdolgozat során felhasznált menetdinamikai mérőberendezés

A szakdolgozatom során demonstrátori munkakörben volt szerencsém részt venni a Neumann János Egyetem Innovatív Járművek és Anyagok Tanszékén. A járműdinamikai mérést a Neumann János Egyetem tulajdonába lévő rendszeren végeztem el. A rendszerben általános szenzorok és mérőeszközök és megtalálhatóak, de egy kistler erő- és nyomaték-mérővel is megtalálható volt a járművön, és természetesen egy adatrögzítő is helyet kapott. A következő fejezetben a teljes mérőberendezést szeretném bemutatni. A rendszer adatgyűjtő egységének ismertetésével kezdem, és a validációs folyamatok során leghangsúlyosabb kistler kerék bemutatásával zárom a fejezetet.

2.1. Mérések során használt személygépjármű

A mérőrendszer alapját egy Mercedes-Benz CLA 250 7G-DCT első kerék meghajtású négyajtós kupé személygépjármű alkotja. A jármű nyomtávja 1449 mm, tengelytávja 2699 mm. Az autóra szerelt kerékmérete 225/40 R18 és össztömege 1480 kg. A futómű típusa az első tengely esetében MacPherson, a hátsó tengelynél pedig Multilink típusú. A jármű hajtásláncát egy 4 hengeres, közvetlen befecskendezéses, turbófeltöltős Otto-motor, melynek lökettérfogata 1991 cm³. A sebességváltó egy hét fokozattal ellátott duplakuplungos automataváltó. A mai modern járművekhez hasonlóan több vezetéstámogató rendszer is megtalálható a személygépjárműben, de ezen rendszerek kiiktatásra kerültek, mert a munkám részét nem képezte ezen rendszerek lemodellezése, és félrevezető eredményeket kaphatunk amennyiben ezeket a rendszereket bekapcsolva hagyjuk.

2.2. Adatgyűjtő egység

A járműdinamikai mérőrendszerek egyik legfontosabb részegysége az adatok rögzítésére szolgáló eszközök, ez ennél a rendszeren sincs másképpen. Az adatgyűjtő rendszer egy adatrögzítőből a MoTeC ACL³-ből és két szinkronizáló MoTeC SVIM⁴-ből áll. A két SVIM a jármű elejére és hátuljára szerelt analóg szenzorok jeleit gyűjti össze, és ezeket a jeleket szinkronizálva továbbítja az ACL felé. Az ACL pedig a szenzorok által és a SVIM-ek által szinkronizált jeleket, adatokat rögzíti. Az adatrögzítő alapvetően CAN-en keresztül kommunikál ezért is fontos a SVIM-ek feladata, hiszen a SVIM-ekbe érkező jeleket ők CAN jelként továbbítja az adatrögzítőnek. Ezek mellett vannak szenzorok, akik szintén CAN-

³ Advanced Central Logger

⁴ Synchronous Versatile Input Modul

en keresztül kommunikálnak ezek a szenzorok a SVIM-eket kikerülve közvetlenül a loggerrel vannak kapcsolatban.



8. ábra: MoTeC ACL adatrögzítő és SVIM eszközök (saját kép)

2.3. GPS

A rendszer részét képezi egy precízebb Race Technology által forgalmazott GPS és a jármű mozgását mérő készülék és egy kevésbé pontos RaceGrade által gyártott GPS eszköz is.

2.3.1. Race Technology Speedbox INS

A Race Technology által forgalmazott Speedbox INS eszköze a járművünk mozgásainak mérésére alkalmas. A kiváló pontosságú GPS mellett több gyorsulásmérő szenzorral is fel van szerelve, így az autó gyorsulás értékei mellett a vázrész dőlését, bólintását, és legyezési szögsebességét is tudja rögzíteni. A Speedbox INS mérési paramétereit és azok pontosságát a 2. táblázat írja le.

3. táblázat: A Speedbox INS mérési pontossága [22]

Mozgás	Pontosság	Frekvencia
Gyorsulás	0,01 m/s ²	200 Hz
Sebesség	0,015 m/s	200 Hz
Távolság	3cm 40m belül	200 Hz
Pozíció	2 m	200 Hz
Szögsebességek (X,Y,Z)	0,01 deg/s	200 Hz
Szöghelyzet (Z)	0,08 deg	200 Hz
Szöghelyzet (X,Y)	0,04 deg	200 Hz



9. ábra: Race Technology Speedbox INS (Saját kép)

2.3.2. RaceGrade 10 Hz GPS

A RaceGrade által gyártott BL 10hz GPS a GPS mellett gyorsulási értékeket tud mérni, de a különböző szögsebességeket és szöghelyzetek nem tudja rögzíteni. Emellett hátránya a Speedbox INS-el szemben az a pontossága. A távolság mérése az esetek 95%-ban 60cm belül lesz, az esetek 67%-ban pedig 30 cm. Ez egy jóval kisebb pontosság szenzor, mint az előző alfejezetben bemutatott szenzor, azonban az átlag felhasználók által használt GPS-ek pontossága a legjobb esetet is feltételezve nem kevesebb mint 2,5m. [23]

2.4. Lineáris potenciométerek

A rendszer további részét képezik lineáris elmozdulás mérő szenzorok. Ezeket a szenzorokat a kerekek a vázhoz viszonyított pozíciójának meghatározására használjuk. Emellett a fék és gázpedál pozícióját is ezek segítségével tudjuk meghatározni. Erre a célja a MoTeC által forgalmazott 5715-ös termékcsaládba tartozó lineáris potenciométereket használjuk különböző mérési tartományokban (0-75mm, 0-150mm, 0-250mm). A szenzorok felbontása 0,1mm.



10. ábra: MoTeC 5715 lineáris potenciométer a járműbe szerelt állapotában (Saját kép)

2.5. Forgó potenciométerek

A lineáris úthosszmérők mellett alkalmazunk forgó potenciométereket is. Ezeket a szenzorokat a kormányszög meghatározása érdekében alkalmazzuk. A kormányszög adatok mérését egy MoTeC 59006 számmal rendelkező 'Steering Angel Sensor' 10 fordulatos szenzorral oldjuk meg.

2.6. Nyomásmérő szenzorok

A jármű fékrendszerében 4 db MoTeC 58043-as nyomásmérő szenzor is megtalálható. Minden kerék fékkörébe található egy-egy szenzor, amely a rendszer nyomását méri. A szenzor pontossága $\pm 0,5\%$ fs 0-170 bar mérési tartomány mellett.

2.7. Erőmérő berendezések

A Kistler keréktalpponti erő- és nyomatékmérő mellett egy 2D SA-BS05-000 pedálerőmérő szenzor is megtalálható. Ennek a szenzornak a segítségével tudjuk mérni az vezető által kifejtett fékpedálerőt. A szenzor pontossága: $\pm 0,5\%$ fs

A pontosságnál a százalékkal mögött lévő fs rövidítés a 'full scale'-re utal. Ez azt jelenti, hogy a szenzor pontossága a mérési tartomány $x\%$ -a. Azaz ebben az esetben a teljes mérési tartomány $0,5\%$ -a a szenzor pontossága, tehát ± 75 N.

2.8. Hőmérséklet mérő szenzorok

A mérőrendszer egy fontos részét képezi a felszerelt hőmérséklet mérő szenzorok. A mérőeszközök között szerepel 2 db 2D IR1000v6-000 infravörös hőmérő, amely szenzorokat a féktárcsán keletkező hő mérésére szolgál. Ezek az első két tárcsánál helyezkednek el. A szenzorok mérési pontossága: $\pm 1^{\circ}\text{C}$, 0-200 $^{\circ}\text{C}$ mérési tartomány mellett. Ezek mellett a gumiabroncsok felületén keletkező hő mérésére egy First sensor IR200-64 lézeres hőmérséklet mérő szenzorral oldjuk meg. A szenzor 11 különböző ponton képes mérni a gumi felületén.

2.9. Lézeres távolságmérők

A jármű vázának aljára 4 db optikai elven működő távolságmérő található. Ezek a mérőeszközök felelnek a vázszerkezet és az aszfalt közötti távolságának mérésére. A rendszerben a Texense által forgalmazott HS-50-400-as típusú szenzorok a jármű négy sarkán találhatóak, melyek felbontása 0,5 mm, és ± 1 mm pontosságú adatokat szolgáltatnak.

2.10. Kistler RoaDyn S625 System 2000

A keréktalppontjába ébredő erők és nyomatékok mérésére szolgál. Az adatok mérésére kerekenként 4 erőmérő cella, és a kerék szögpozíció és szögsebesség mérésére szolgáló szenzorok találhatóak a felnikben.



11. ábra: Kistler RoaDyn S625 System 2000 (Saját kép)

A cellák által mért erőket a kerekekkel együtt forgó koordináta rendszerből egy rögzített álló koordinátarendszerbe konvertálja. Ezeket a mért adatokat egy 1kHz ethernet rendszeren keresztül továbbítja a kistler fedélzeti számítógépének, majd a fedélzeti egység CAN hálózaton keresztül küldi tovább a rendszer adatrögzítőjének. A kistler kerekek mérési tartományát és pontosságát a következő táblázat írja le:

4. táblázat: Kistler RoaDyn S625 2000 pontossága és mérési tartománya (Saját táblázat)

Mért paraméterek	Mérési tartomány	Szenzor pontosság
F_X	+/- 20 kN	<1%fs
F_Y	+/- 15 kN	<1%fs
F_Z	+/- 20 kN	<1%fs
M_X	+/- 4 kNm	<1%fs
M_Y	+/- 4 kNm	<1%fs
M_Z	+/- 4 kNm	<1%fs

3. Keréktalpponti erőmérő becslő rendszerek bemutatása

Az előző fejezetben bemutattam a mérés során felhasznált járműdinamikai mérőendszert, amelyen a validációt végeztem, ebben a fejezetben pedig a különböző keréktalpponti erőbecslő rendszereket, és azok működését szeretném bemutatni.

3.1. Lineáris és Kiterjesztett Kálmán Szűrő módszer

A Kálmán szűr-megközelítés két becslőmodulból áll. [24] Az első modulban az egyes hosszirányú gumiabroncs-erők becslését tartalmazza. A diszkrét idejű KF a kerék forgási dinamikáján alapul, amelyet a (1) egyenletek írnak le, kiegészítve a hosszirányú gumiabroncs-erők véletlen járás modelljével. Az idő-diszkreditálást egy előremenő Euler-sémával végezzük. Az első modulban megbecsült hosszirányú keréktalpponti erők a második becslőmodul bemeneteként szolgálnak. A második modulban az oldalirányú erők a jármű sábeli mozgási állapotai kerülnek becslésre. Ez a modul egy diszkrét-idejű kiterjesztett Kálmán szűrőt (EKF5) használ, amely az (2) által leírt biciklimodellre épül.

$$\begin{aligned} I_{whl}\dot{\omega}_{ij} &= T_{drvij} - T_{brkij} - R_{ri}(F_{xij} + \mu_r F_{zij}) \\ T_{brkij} &= k_{brk}P_{brkij} \end{aligned} \quad (1)$$

Az alapvető Kálmán-szűrő egy lineáris, diszkrét idejű, véges dimenziós rendszer, amely egy rekurzív struktúrával van ellátva, amely egy digitális számítógép jól alkalmas a megvalósítására. A Kálmán-rendszer egyik legfontosabb tulajdonsága Kálmán-szűrő jellemzője, hogy a legkisebb átlagos négyzetráta (variancia) becslője egy lineáris dinamikus rendszer állapotának becslése.

$$\begin{aligned} \Delta F_{z\phi i} &= \frac{1}{T} \left(\frac{k_{\phi i}}{k_{\phi f} + k_{\phi r} - ma_{zIMU}h'} h' + \frac{L - l_i}{L} h_{\phi i} \right) \\ &\quad ma_{yIMU} \\ \Delta F_{z\theta i} &= \pm \frac{ma_{xIMU}h}{2L} \\ F_{zij} &= \frac{T - t_j}{T} * \frac{(L - l_i)ma_{zIMU}}{L} \pm \Delta F_{z\phi i} \pm \Delta F_{z\theta i} \end{aligned} \quad (2)$$

A második része a becslőrendszernek két olyan fontos tulajdonsággal is rendelkezik, amelyeket szeretném bemutatni. Az első, hogy a hosszirányú sebességre vonatkozó dinamikus állapotfrissítés egyenlet helyett egy kinematikus egyenletet alkalmazunk (4). A második, hogy az oldalerőket egy adaptív lineáris kerék modellel írjuk le [24]:

⁵ Extended Kalman Filter

$$F_{yj} = -2C_{yj}\alpha_j \quad (3)$$

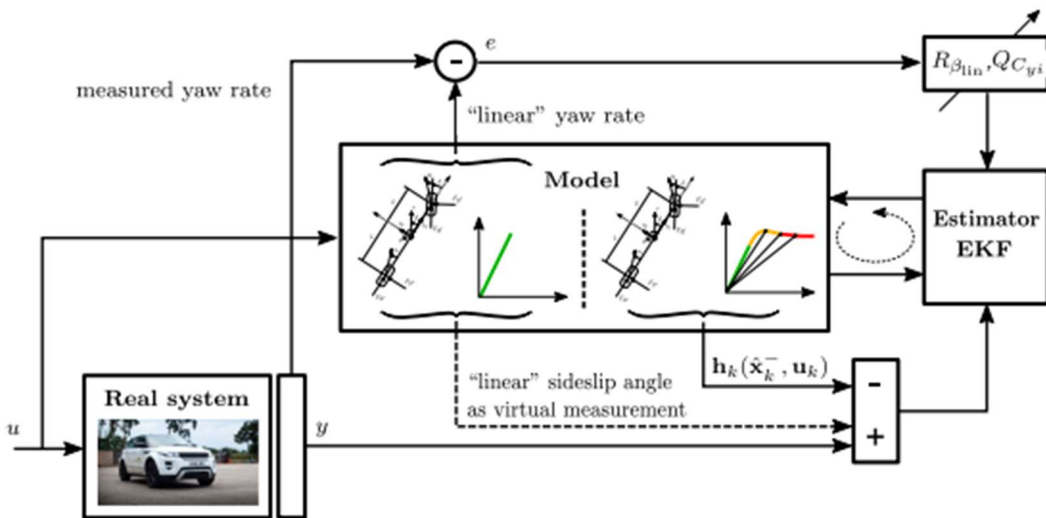
$$\dot{C}_{yj} = 0$$

$$\dot{v}_x = a_y + \dot{\psi}v_y \quad (4)$$

A tengely oldalkúszási szögét (α_j) a következő kinematikai kapcsolat írja le:

$$\alpha_F = \frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x} - \delta, \quad \alpha_R = \frac{v_y + l_r \dot{\psi}}{v_x} \quad (5)$$

Ahogy az a [25] [26] cikkekben is olvasható, hogy az így kapott becslőrendszer gerjesztéstől függő rendszert eredményez. Azaz a kapott eredmények hibája egyre növekszik a tengely oldalkúszási szögének csökkenése függvényében. Ennek a problémának a korrekciójának egy lehetséges megoldását a [26] cikkben olvashatjuk. Ennek a módszernek mely sikeresen csökkentette az alacsony gerjesztési állapotban a modell hiba mértékét a 12.ábra írja le.



12. ábra: Sematikus ábra az adott tengely oldalerő és jármű síkbéli mozgási állapotának Kálmán szűrő alapú becslőrendszerének [24]

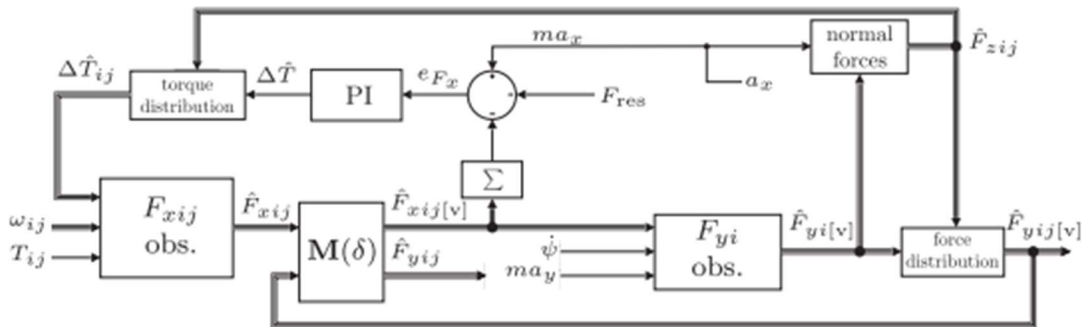
3.2. S-SOSM⁶

A S-SOSM, vagy másnéven a Szuboptimális Másodrendű Csúszás Módszer az előző módszerhez hasonlóan két részből tevődik össze:

- keréktalpponti erők becslése a S-SOSM módszer segítségével
- az előző pontból kijövő eredményeket egy kiterjesztett Kálmán szűrő (EKF) segítségével történő, úgynevezett simítási eljárás

⁶ Suboptimal-Second Order Sliding Mode

- hosszirányú erő becslő rendszer
- oldalirányú erő becslő rendszer
- keréknyomaték becslő rendszer



3.2.1. Hosszirányú keréktalpponti erő becslés

$$I_{whl}\dot{\hat{\omega}}_{ij} = T_{ij} - \Delta\hat{T}_{ij} - rlu_{xij} \quad (6)$$
$$u_{x/y} = - \int K_{\frac{x}{y}} \text{sign}(\sigma_{\frac{x}{y}} - \frac{\sigma_{\frac{x}{y}}^{max}}{2}) dt \quad (7)$$
$$ma_y = F_{yF[v]} + F_{yR[v]} \quad (8)$$
$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_{zz}} \left[l_{fmay} - (l_f + l_r)u_y + \frac{T}{2}\Delta\hat{F}_{xF[v]} + \frac{T}{2}\Delta\hat{F}_{xR[v]} \right] \quad (9)$$

$$\hat{F}_{yF[v]} = ma_y - u_y$$

Ahogy a hosszirányú kerékerők esetében, a becsült erő a hátsó tengelyen $\hat{F}_{yR[v]} = u_y$, ahol u_y a S-SOSM irányítási törvény kimenete (7). Érdemes továbbá megjegyezni, hogy a (11) egyenletben szereplő erők a jármű váz szerkezetében kifejezett erők szerepelnek, így szükséges egy lineáris transzformáció.

3.2.3. Kerék nyomaték adaptáció

Az összetett nyomatékelterés a (12) egyenletbe, a kimenete a PI adaptív törvénynek:

$$\Delta \dot{\hat{T}} = K_{peF_x} + K_{leF_x} \quad (10)$$

A bicikli modell alapján eF_x bemenet a következő képen adható meg:

$$eF_x = ma_x - \left(\sum_{ij} (\hat{F}_{xij[v]}) - F_{res} \right) \quad (11)$$

$$F_{res} = C_0 + C_{1v_x} + C_{2v_x^2} \quad (12)$$

Hátsó kerék hajtású járművek esetén a következő nyomaték eloszlást kell alkalmazni:

$$\Delta \hat{T}_{ij} = \begin{cases} \Delta \hat{T} \frac{\hat{F}_{zrj}}{\hat{F}_{zr}}, & a_x > a_{thd} \quad \text{acceleration} \\ \Delta \hat{T} \frac{\hat{F}_{zij}}{mg}, & |a_x| < a_{thd} \quad \text{coasting} \\ \Delta \hat{T} \frac{\hat{F}_{zrj}}{mg} C_{brk}, & a_x < -a_{thd} \quad \text{braking} \end{cases} \quad (13)$$

3.2.4. Kiterjesztett Kálmán Szűrő (EKF) alkalmazása

A kiterjesztett Kálmán szűrő lehetővé teszi a becsült erők, és a mért adatok ($\dot{\psi}, a_y, a_x$) kimeneti jeleinek simítását. Az EKF, lásd például [28], a mérés és a bemeneti x , y és u vektorok a következőképpen vannak definiálva:

$$\begin{aligned} x &= [F_{xij} \quad F_{yR[v]} \quad a_x \quad a_y \quad \omega_{ij} \quad \dot{\psi}] \\ y &= [\hat{F}_{xij}^{SM} \quad \hat{F}_{yR[v]}^{SM} \quad a_x^{sens} \quad a_y^{sens} \quad \omega_{ij}^{sens} \quad \dot{\psi}^{sens}] \\ u &= [T_{ij} \quad \delta] \end{aligned} \quad (14)$$

Az SM a szenzor mérés a sens pedig a csúszó módú becslésre utalnak.

Az EKF alkalmazásához szükséges feltételezni egy ismert folyamatzajt $w \sim N(0, Q)$ és mérési zajt $v \sim N(0, R)$ egy nem lineáris folytonos állapotter leírásában.

A S-SOSM becslési módszer a szakirodalmakra alapozva zajos kimeneti eredményeket eredményez, ezért szükségesek további pontosítások.

3.3. Kinematikai modell alapú becslés

A jármű síkbéli állapotának becsléséhez a következő megközelítés a következő kinematikai modellt alkalmazza:

$$v = v_x i + v_y j + v_z k \quad (15)$$

$$a = \dot{v} + \dot{\phi} * v \quad (16)$$

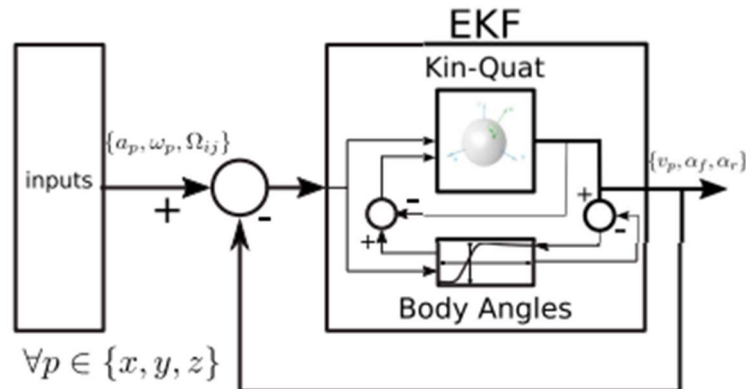
Itt a v és az a a vizsgált jármű sebesség- illetve gyorsulás vektorát jelöli, illetve a $\dot{v}$ és $\dot{\phi}$ a sebesség és szögsebességek időbeli deriváltját jelöli. A (16) modellegyenletet kiterjesztjük a gravitáció hatásaival és a kvaternion definíciót használjuk a forgások modellezésére, ami a következőhöz vezet:

$$\begin{bmatrix} 0 \\ a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{v} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\phi} \times v \end{bmatrix} + q \otimes \begin{bmatrix} 0 \\ g \end{bmatrix} \otimes q^* \quad (17)$$

A q , és q^* jelenti egy kvaterniont és annak konjugáltját. Végül $\otimes$ a Hamilton-szorzatot jelöli. A teljes rendszert a következő rendszer írja le:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{v} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 \\ a \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\phi} \times v \end{bmatrix} + q \otimes \begin{bmatrix} 0 \\ g \end{bmatrix} \otimes q^* \\ \dot{q} &= \frac{1}{2} q \otimes \dot{\phi} \end{aligned} \quad (18)$$

A (21) rendszer nemlineáris, mivel a keresztszorzás és a Hamilton-szorzat adott. Végezetül egy EKF rendszer építünk be a rendszerbe a jármű hossz- és oldalirányú sebességének becslésére (14. ábra).

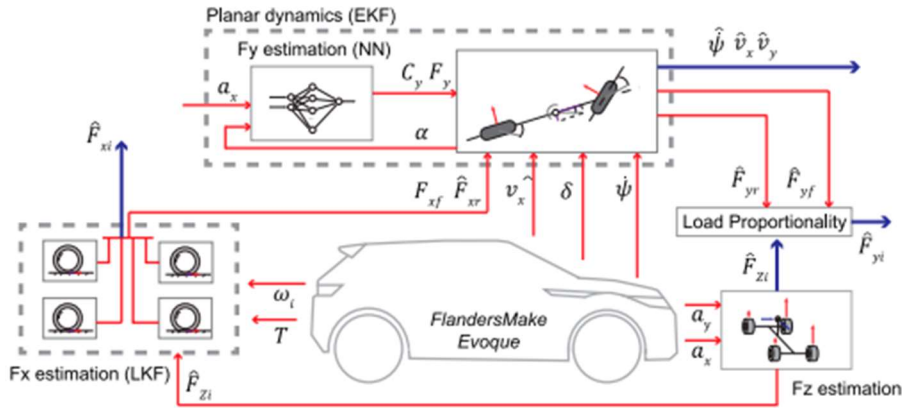


14. ábra: Oldal és hosszirányú sebesség becslő rendszer sematikus ábrája [24]

3.4. Neurális Háló és a kiterjesztett Kálmán Szűrő megközelítés

Hasonlóan a Kálmán szűrő becslési megközelítéshez a következő szakirodalmakban leírtak módszerét követve különböző állapotbecslési struktúrákat építünk és integrálunk moduláris módon, ahogyan az 15. ábra mutatja. Ebben a pontban a gumibroncs kanyarodási

merevségének becslési rendszerére összpontosítanék, mert ez a fő különbség a KF megközelítéstől.



15. ábra: Moduláris neutrális háló alapú virtuális szenzor [24]

A gumi modellünk a Kálmán szűrő módszeréhez hasonlóan egy lineáris karakterisztikájú modell. Az egy tengelyen ébredő oldalerőt a következő képen modellezzük:

$$F_{yi} \approx F_{yi0} + \Delta F_{yi} = F_{yi0} + C_{yi} \Delta \alpha_i \quad (19)$$

A tengely oldalirányú (F_{yi}) erejét egy (F_{yi0}) állandósult állapotú kifejezés és egy (F_{yi}) erőnövekedés összegeként határozzuk meg [24]. Az utóbbi kifejezést a tengely oldalirányú merevségének (C_{yi}) és a tengely oldalirányú csúszási növekményének (α_i) szorzata alkotja. A F_{yi0} és C_{yi} kifejezéseket időben változó EKF-paramétereknek tekintjük, és egy előre csatolt NN⁷, azaz egy neutrális háló struktúrával közelítjük őket.

3.5. T.R.I.C.K.

A T.R.I.C.K.⁸ becslő rendszere a Megaride cég által fejlesztett rendszer, amely többek között képes megbecsülni a gumibroncs érintkezési felületeken ébredő erőket [3].

A rendszer három becslő rendszerből tevődik össze:

- normálirányú erők becslése
- hosszirányú keréktalpponti erő becslés
- oldalirányú erő becslő rendszer

A másik nagy különbség az előző rendszerekhez képest, hogy biciklimodell helyett a becslőrendszer alapját egy 8 szabadsági fokkal ellátott quadracikli járműmodellt alkalmazunk (1. ábra). A járműmodellből 3 szabadsági fok a járműtest síkbéli mozgásai

⁷ Neutral network

⁸ Tire/Road Interaction Characterization & Knowledge

(hosszirányú, oldalirányú, és legyező mozgások), 4 szabadságifok a kerekek tengelykörüli forgása, egy pedig a kerekek kormányzási szögeltérése.

A TRICK rendszerének részét képezi egy szenzor szűrő rendszer, amely a különböző elektromágneses zavarok és a nagyfrekvenciás rezgések által közölt információkat tartalmazó mérési zaj kiszűrését szolgálják. Azonban ettől eltekintek, mivel az általam használt Widner Attila szakkonzulensem által megtervezett járműdinamikai mérőrendszer részét képezik ezen szűrők. Szükséges továbbá egy bemeneti szenzor korrekció a gyorsulásmérő kapcsán.

A gyorsulásmérő dőlésszögei a következő képen becsülhetők:

$$\begin{aligned}\lambda_x &= \sin^{-1}\left(\frac{a_{x0}}{g}\right) \\ \lambda_y &= \sin^{-1}\left(\frac{a_{y0}}{g}\right)\end{aligned}\tag{19}$$

vízszintes utat feltételezve a következő képen lehet korrigálni a mért értékeket:

$$\begin{aligned}a_x &= \frac{a_x * -a_{x0}}{\cos(\lambda_x)} \\ a_y &= \frac{a_y * -a_{y0}}{\cos(\lambda_y)}\end{aligned}\tag{20}$$

A [3] által leírtak szerint szükséges egy korrekció GPS szenzorokra is, azonban az általam használt mérőrendszer szenzor elhelyezése miatt erre ebben az esetben nincs szükség.

3.5.1. Vertikális erők

A becslőrendszer első része a vertikális, vagy normálerők becslése. A normálerők a jármű statikus tengelyterheléseitől, az átterhelődés hossz- és oldalirányú mértékétől és az aerodinamikai leszorító erőtől függ. Az így kapott normálirányú keréktalpponti erőbecslő rendszert a (21) képletek írják le.

$$\begin{aligned}F_{Z_{FL}} &= -\left(\frac{W_F}{2} + \Delta F_{Z_{LONG}} + \Delta F_{Z_{LAT-F}} + \frac{aerodown_F}{2}\right) \\ F_{Z_{FR}} &= -\left(\frac{W_F}{2} + \Delta F_{Z_{LONG}} + \Delta F_{Z_{LAT-F}} + \frac{aerodown_F}{2}\right) \\ F_{Z_{RL}} &= -\left(\frac{W_R}{2} + \Delta F_{Z_{LONG}} + \Delta F_{Z_{LAT-R}} + \frac{aerodown_R}{2}\right) \\ F_{Z_{RR}} &= -\left(\frac{W_R}{2} + \Delta F_{Z_{LONG}} + \Delta F_{Z_{LAT-R}} + \frac{aerodown_R}{2}\right)\end{aligned}\tag{21}$$

3.5.2. Hosszirányú erők

A második rész a hosszirányú erők becslése. A hosszirányú kontakt pontba fellépő erő függ a hosszirányú gyorsulástól, a kerék gördülési ellenállásától, és az aerodinamikai ellenállástól. Fontos megemlíteni továbbá, hogy a vizsgálni kívánt jármű hajtástípusától függően, két további becslési formulát alkalmazunk, a jármű mért hosszirányú gyorsulásának előjelétől függően. Az így meghatározott formulát a következő képen írhatjuk le:

- negatív előjelű gyorsulás ($a_x^* > 0$) esetén:

$$\begin{aligned}\bar{F}x_{FL} &= \left[(ma_x - aerodrag) \left(\frac{F_{Z_{FL}}}{\sum_{ij}} F_{Z_{ij}} \right) + F_{WIR} FL \right] + rollres_{FL} \\ \bar{F}x_{FR} &= \left[(ma_x - aerodrag) \left(\frac{F_{Z_{FR}}}{\sum_{ij}} F_{Z_{ij}} \right) + F_{WIR} FR \right] + rollres_{FR} \\ \bar{F}x_{RL} &= \left[(ma_x - aerodrag) \left(\frac{F_{Z_{RL}}}{\sum_{ij}} F_{Z_{ij}} \right) + F_{WIR} RL \right] + rollres_{RL} \\ \bar{F}x_{RR} &= \left[(ma_x - aerodrag) \left(\frac{F_{Z_{RR}}}{\sum_{ij}} F_{Z_{ij}} \right) + F_{WIR} RR \right] + rollres_{RR}\end{aligned}\tag{22}$$

- pozitív előjelű gyorsulás ($a_x^* < 0$) esetén:

$$\begin{aligned}\bar{F}x_{FL} &= F_{WIR} FL + rollres_{FL} \\ \bar{F}x_{FR} &= F_{WIR} FR + rollres_{FR} \\ \bar{F}x_{RL} &= \left[(ma_x - aerodrag - (rollres_{FL} + rollres_{FR})) \left(\frac{F_{Z_{RL}}}{F_{Z_{LR}} + F_{Z_{RR}}} \right) \right. \\ &\quad \left. + F_{WIR} RL \right] + rollres_{RL} \\ \bar{F}x_{RR} &= \left[(ma_x - aerodrag - (rollres_{FL} + rollres_{FR})) \left(\frac{F_{Z_{RR}}}{F_{Z_{LR}} + F_{Z_{RR}}} \right) \right. \\ &\quad \left. + F_{WIR} RR \right] + rollres_{RR}\end{aligned}\tag{23}$$

Ennél az esetben egy hátsókerék hajtással rendelkező jármű becselő modelljét alkalmazzunk, a validáció során pedig egy első kerék hajtáslánccal rendelkező járművel történt így fel kell cserélni az első és hátsó kerekénél alkalmazott egyenleteket.

3.5.3. Oldalirányú erők

Az oldalirányú erők esetében az egy tengelyen fellépő oldalerőket a vertikális erők függvényébe osztjuk el a következő képen:

$$\begin{aligned}
\bar{F}y_{FL} &= Fy_F \left(\frac{Fz_{FL}}{Fz_{FL} + Fz_{FR}} \right) \\
\bar{F}y_{FR} &= Fy_F \left(\frac{Fz_{FR}}{Fz_{FL} + Fz_{FR}} \right) \\
\bar{F}y_{FL} &= Fy_R \left(\frac{Fz_{RL}}{Fz_{RL} + Fz_{RR}} \right) \\
\bar{F}y_{FR} &= Fy_R \left(\frac{Fz_{RR}}{Fz_{RL} + Fz_{RR}} \right)
\end{aligned} \tag{24}$$

Az egy tengelyen becsült oldalerő képletét a (xx) írja le.

3.6. Konklúzió

Ebben a fejezetben bemutatásra kerültek a főbb becslési eljárások, módszerek. Ezek közül a rendszerek az idő hiánya miatt egy rendszert tudtam sajátkezűleg validálni. A becslő módszerek közül a TRICK rendszerét választottam, amelyet a validációs folyamatok során alkalmaztam. Egyrészt a rendszer könnyű implementálhatósága miatt, másrészt pedig a szakirodalmakban olvasható kiértékelések alapján a TRICK rendszere rendelkezett a legnagyobb pontossággal. Továbbá a TRICK rendszer lehetséges tovább fejlesztési lehetőségei miatt választottam ezt a rendszert.

4. Validálási módszer

A validáció során két folyamatot mentem keresztül. Az egyik maga a becslő rendszer integrálása a mérőrendszerbe, a második pedig a validáció kidolgozása, és megvalósítása. A mérőrendszer kialakítása során az egyetem eszközparkjának a használata miatt nem vizsgáltam meg külön a gyártók szenzorozásait, azonban minden olyan szenzor, amely szükséges volt a feladatom elvégzéséhez meghálálható volt a járműdinamikai mérőrendszerbe.

A mérések során kialakításra került egy teszt dokumentáló rendszer a későbbi tesztelések, vizsgálatok, validációs folyamatok könnyebb logisztikája érdekében.

4.1. Beviteli adatok

A validációs folyamatok elvégzéséhez szükségesek azon jármű adatai, melyen a validációt végezzük [3]. Ezeket a járműparamétereket és a hozzájuk tartozó mértékegységet a 5. táblázat írja le.

5. táblázat: Validációhoz szükséges járműparaméterek (Saját táblázat)

Járműparaméter	Szimbólum	Érték mértékegységgel
Jármű tömege	m	1781 kg
Tengelytávolság	l	2,699 m
Első tengely távolsága a súlyponttól	a	1,12 m
Hátsó tengely távolsága a súlyponttól	b	1,58 m
Súlypont magasság	h	0,5 m
Első nyomtáv	t_F	1,549 m
Hátsó nyomtáv	t_R	1,547 m
Első tengely dőlési merevsége	$K_{\Phi F}$	0,44 N/rad
Hátsó tengely dőlési merevsége	$K_{\Phi R}$	0,31 N/rad
Jármű x tengely irányú keresztmetszeti felülete	A_v	2,23 m ²
Levegő sűrűsége	δ	1,2 kg/m ³
A gördülési középpont magassága	d	0,1 m
Aerodinamika leszorítóerő tényező első tengelyen	C_{z_F}	0,05
Aerodinamika leszorítóerő tényező hátsó tengelyen	C_{z_R}	0,06
Aerodinamikai légellenállási tényező	C_x	0,28
Bal első kerék gördülési ellenállási tényezője	$rollresFL$	-0,0200
Jobb első kerék gördülési ellenállási tényezője	$rollresFL$	-0,0249
Bal hátsó kerék gördülési ellenállási tényezője	$rollresFL$	-0,0210

Jobb hátsó kerék gördülési ellenállási tényezője	$rollresFL$	-0,0122
A jármű tehetetlenségi nyomatéka a z tengely körül	J_z	2791 kgm ²

A jármű alap paramétereit, mint például tengelytávolság, első, és hátsó nyomtáv a gyártó hivatalos adatlapja tartalmazza [29]. A jármű tömegét Breda Racing mérlegek segítségével mértem ki.

Vannak adatok, amik a járműdinamikai mérőrendszer által már meghatározott adatok, ezek a súlypont magassága, az aerodinamikai leszorítóerő, és légellenállási együttható, illetve a jármű tehetetlenségi nyomatéka a z tengely körül.

Azonban vannak adatok, amelyeket méréssel kellett meghatároznom. Ilyen a gördülési ellenállási tényező, melyet a kigurulási vizsgálatból tudunk meghatározni a következő képen:

$$rollresij = \frac{Fx_{ij}}{Fz_{ij} + KRD_{m_outer}} \quad (25)$$

ahol a KRD_{m_outer} a kistler kerekekből adódó erő.

4.2. Beviteli csatornák

Továbbá a becsléshez elengedhetetlen menet közbeni mért adatok is. Ezek az adatok, és azok mérésének bemutatását tartalmazza ez a pont. A rendszerhez a következő mért adatok szükségesek:

1. Jármű oldal gyorsulása: $a_y^* \left[\frac{m}{s^2} \right]$
2. Jármű hosszirányú gyorsulása: $a_x^* \left[\frac{m}{s^2} \right]$
3. Jármű hosszirányú sebessége: $U_D^* \left[\frac{m}{s} \right]$
4. Bal első kerék sebessége: $\Omega_{FL}^* \left[\frac{m}{s} \right]$
5. Jobb első kerék sebessége: $\Omega_{FR}^* \left[\frac{m}{s} \right]$
6. Bal hátsó kerék sebessége: $\Omega_{RL}^* \left[\frac{m}{s} \right]$
7. Jobb hátsó kerék sebessége: $\Omega_{RR}^* \left[\frac{m}{s} \right]$
8. Jármű legyezési szögsebessége: $r^* \left[\frac{rad}{s} \right]$
9. Bal első kerék talpponti erői: $Fz_{FL}^*, Fy_{FL}^*, Fx_{FL}^* [N]$
10. Jobb első kerék talpponti erői: $Fz_{FR}^*, Fy_{FR}^*, Fx_{FR}^* [N]$
11. Bal hátsó kerék talpponti erői: $Fz_{RL}^*, Fy_{RL}^*, Fx_{RL}^* [N]$

12. Jobb hátsó kerék talpponti erői: $F_{z_{RR}}^*$, $F_{y_{RR}}^*$, $F_{x_{RR}}^*$ [N]

A jármű oldal és hosszirányú gyorsulásait, illetve legyezési szögsebességet a 2.3. pontban bemutatott Speedbox INS által mértem. A Kistler erő- és nyomaték-mérő kerékekkel pedig a jármű kerekeinek sebességét, illetve az összehasonlításához szükséges kerékerőket mértem.

4.3. Bemeneti feldolgozás, diagnosztika és jelkorrekció

A jármű fedélzeti műszereit szinte lehetetlen úgy felszerelni, elhelyezni, hogy a szenzorok saját koordináta-rendszerei és a jármű koordináta-rendszere között ne legyen eltérés. Emiatt például a gyorsulásmérő nem pontosan a jármű súlypontjában helyezkedik el, emiatt a gravitációs erőt bizonyos esetekben mérhetjük oldal, és vagy hosszirányú gyorsulásnak. Ahogyan az látható az idő-gyorsulás függvényen (16. ábra) a járműsebesség null érték mellett az oldal- és hosszirányú gyorsulás (a_{x0} , a_{y0}) értéke nem nulla. Ezt a hibajelenséget a nem megfelelően felszerelt szenzor okozhatja.



16. ábra: Jármű oldal- és hosszirányú gyorsulás-idő függvénye (Felső diagram: X tengely: Oldalgyorsulás [m/s^2]; Y tengely: Idő [s]; Alsó diagram: X tengely: Járműsebesség [km/h]; Y tengely: Idő [s])

A gyorsulásmérő szöghelyzetét a következő képlettel tudjuk becsülni:

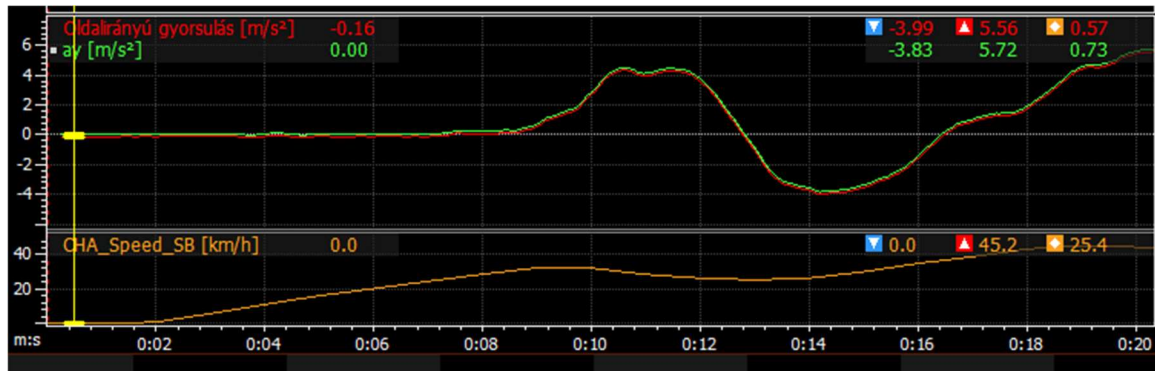
$$\begin{aligned}\lambda_x &= \sin^{-1} \left(\frac{a_{x0}}{g} \right) \\ \lambda_y &= \sin^{-1} \left(\frac{a_{y0}}{g} \right)\end{aligned}\tag{26}$$

vízszintes utat feltételezve a mért gyorsulásértékeket a következő képen tudjuk korrigálni a fent említett λ_x és λ_y szögeértékekkel:

$$a_x = \frac{a_x^* - a_{x0}}{\cos(\lambda_x)} \quad (27)$$

$$a_x = \frac{a_x^* - a_{x0}}{\cos(\lambda_x)}$$

Ahhoz, hogy ez a korrekció minden mérésnél reprodukálható lehessen, a mérések elkezdése előtt legalább 3 másodperc statikus állás szükséges. A mérési eredmények alapján hosszirányú gyorsulás esetében nincs szükség korrekciózásnak, így ettől ebben az esetben eltekintettem.



17. ábra: A javított és az eredeti mérési eredmény oldalgyorsulás esetében (Felső diagram: X tengely: Oldalgyorsulás [m/s²]; Y tengely: Idő [s]; Alsó diagram: X tengely: Járműsebesség [km/h]; Y tengely: Idő [s])

A dolgozat során felhasznált járműdinamikai mérőrendszer során felhasznált mérőrendszer kiépítése és jellege miatt további korrekcióra nincs szükség.

4.4. Mérési eljárás

A járműdinamikai mérések során a becslőrendszerünk széles tartományba történő validáció miatt a következő járműdinamikai tesztek végzettem el:

- Gyorsulás
- Fék teszt
- Állandósult körpálya ('Steady state cornering')
- Kigurulás teszt
- Dinamikus kanyar teszt

A járműdinamikai tesztek javát a jakabszállási repülőtérén végeztem el, még az állandósult körpálya tesztet mivel egy 100 m sugarú körpályát szükséges megépíteni ez nem férne ki a jakabszállási repülőtérén ezért ezt a mérést a ZalaZONE tesztpályájának dinamikus platformján végeztem el, emellett a dinamikus kanyar tesztet is ezen a tesztpályán hajtottam

vége. A jakabszállási teszt 2022.07.28.-án végeztem el, a ZalaZONE tesztpályán pedig 2022.08.15.-án került megrendezésre.

4.4.1. Mérés leírása

A mérés megtervezéséhez egy google sheet rendszer lett létrehozva, amely tartalmazza a tesztel kapcsolatos fontos környezeti viszonyokat, illetve a járműdinamikai tesztek leíró manővereket. A táblázat részlete az alábbi ábrán látható:

Vehicle:	CLA 200	Driver	Medgyesi Dániel	Circuit:	Jakabszállás Repülőtér	Test length (km)	0.6	Test name:	TDK_T01
Test description		Conditions		Data		Track Maps			
Test goals		PRIO		Vehicle weight		1701 kg			
Constant Speed (CL, CD)		1		Front track		1.540 m			
Coast Down (CD)		1		Rear track		1.547 m			
Acceleration and braking (Hosszúirányú áthatalások)		1		Wingbeat		2.699 m			
Slalom (oldalkormány áthatalások)		1		Bat voltage		12.3 V			
Coast-Down II		2		Car Bat voltage		15:00:00			
				Starting time		15:00:00			
		Comment		RideHeight		szerszámok sem			

18. ábra: Teszttervező táblázat (Saját táblázat)

A teszt lehető legfolyékonyabb lefolyása érdekében készítettem egy-egy térképet, hogy vizuálisain jelezve van melyik mérés az adott pálya melyik részén, milyen módon kell elvégezni (19. ábra).



19. ábra: ZalaZone teszt felépítése (Saját ábra)

4.4.2. Mérési manőverek

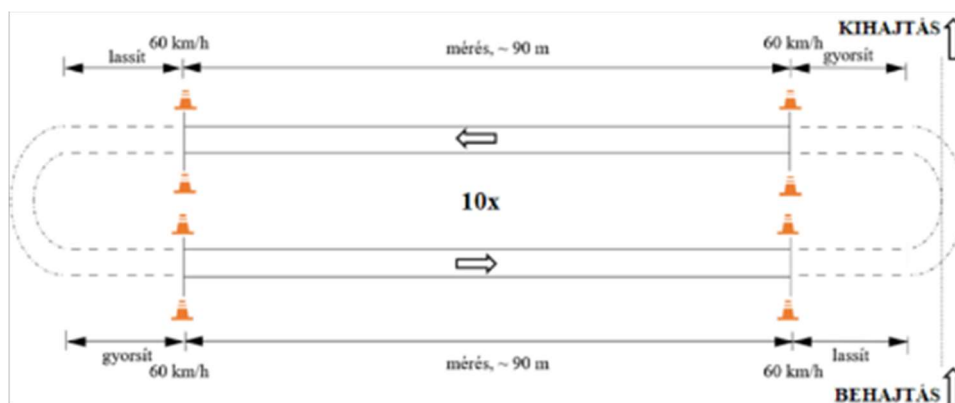
A mérés során az egyik hangsúlyos mérés mind az aerodinamikai jellemzők meghatározása miatt, mind pedig a gördülési ellenállás megállapítása miatt. A mérés

lényege, hogy egy adott sebességet elérve hagyjuk, hogy a jármű magától lelassuljon a lehető legkevesebb hajtáselem a rendszerkapcsolásával, hogy csak a kerek gördülési ellenállását tudjuk mérni. A mi esetünkben 40, 60, 100 km/h-ról történik a kigurulás tesztet.

A gyorsulás és fék járműdinamikai teszt számunkra a hosszirányú járműmozgások vizsgálatai szempontjából hangsúlyosak. Ebben az esetben 100%-os gázpedál állással gyorsulunk a lehető leggyorsabban a legmagasabb sebességre, majd a lehető legnagyobb fékpedál állás mellett lassulunk álló állapotra a lehető leggyorsabban. A kigurulás, a gyorsulás, és fékteszt mérés sematikus vázlatát a 20. ábra szemlélteti.

Az állandósult körpályás mérés az oldalirányú erők validálása céljából fontos számomra, emellett a jármű tengelymerevségének mérése céljából, mely a becslőrendszer egyik bemeneti paramétere miatt is kiemelt fontosságú járműdinamikai teszt. Itt egy 100 méter sugarú körpályán kezdünk gyorsulni a járművünkkel a tapadási határáig.

A dinamikus kanyar tesztet egyfajta szlalomként valósítottam meg, amellyel az oldalirányú nagyobb, dinamikus átterhelődést, és oldalerőváltozásokra a becslőrendszer hatásainak mértékét tudjuk vizsgálni.



20. ábra: Gyorsulás, fékteszt, és kigurulás járműdinamikai teszt sematikus vázlata (Saját ábra)

4.5. Vertikális erők

Állandó járműsebességgel és nulla kormányszöggel jellemezhető mozgási körülmények között vertikális tengelyterhelések az úgynevezett statikus terhelés. Szignifikáns aerodinamikai hatások hiányában a jármű tömegközéppontjának helyzetétől függ melyet a (27) által leírt képletek adnak meg. A jármű súlypont elhelyezkedésének paramétereit az általam használt személygépjármű esetében már meghatározták, így ennek meghatározásával nem foglalkoztam.

$$\begin{aligned} W_F &= \frac{mgb}{l} \\ W_R &= \frac{mga}{l} \end{aligned} \quad (28)$$

A hosszirányú átterhelődés a hosszirányú gyorsulás értékeihez kapcsolódik, és a hosszirányú egyensúlyi helyzet egyenlet szerint a következő képen adhatjuk meg:

$$\Delta F_{Z_{LONG}} = \left(\frac{mha_x}{l} \right) \quad (29)$$

Az oldalirányú átterhelődés esetében hasonló a helyzet, annyi különbséggel, hogy az oldalirányú gyorsulási értékeket, és oldalirányú egyensúlyi egyenleteket alkalmazzuk (29).

$$\begin{aligned} \Delta F_{Z_{LAT-F}} &= \frac{ma_y}{t_F} \left(\frac{b}{l} d_F + \frac{K_{\phi F}}{(K_{\phi F} + K_{\phi R})} (h - d) \right) \\ \Delta F_{Z_{LAT-R}} &= \frac{ma_y}{t_R} \left(\frac{b}{l} d_R + \frac{K_{\phi R}}{(K_{\phi F} + K_{\phi R})} (h - d) \right) \end{aligned} \quad (30)$$

A függőleges aerodinamikai hatások melyek a vertikális erőkre van a hatással a következő képen tudjuk megadni:

$$\begin{aligned} aerodown_F &= \frac{1}{2} \delta A_v U_D^{*2} C_{Z_F} \\ aerodown_R &= \frac{1}{2} \delta A_v U_D^{*2} C_{Z_R} \end{aligned} \quad (31)$$

Ezen összefüggések és paramétereket összegezve megkapjuk a normálirányú keréktalpponti erőbecslő rendszerünket, amelyet a (21) egyenletek írnak le.

4.6. Oldalirányú erők

A járműbe integrált referencia rendszer a jármű egy tengelyén ébredő oldalirányú erők, a dinamikus oldalirányú egyensúlyi egyenletek függvényében a következő egyenletrendszer írja le, amit a legyezési sebesség időbeli deriváltjának meghatározása után tudjuk megadni:

$$\begin{aligned} Fy_F &= (ma_x - Fy_R) \\ Fy_R &= \frac{ma_y + J_z(dr/dt)}{l} \end{aligned} \quad (32)$$

Az [3] által leírtak szerint a tesztek során egy adott területen belül a hosszirányú erők eloszlása a tengely két oldala között arányos a normálerők eloszlásával, melyet így a (24) egyenlettel írhatunk le.

4.7. Hosszirányú erők

Ugyanezen feltételezések mellett a jármű hosszirányú dinamikus egyensúlyát figyelembe véve meg tudjuk becsülni a hosszirányú erőket is. Ebben az esetben a kerék tehetetlenségi hatásait, az aerodinamikai légellenállást, és a gumiabroncs gördülési ellenállást is figyelembe kell vennünk.

A jól megismert aerodinamikai egyenletek szerint a következő képen tudjuk megadni a légellenállási erőt:

$$aerodrag = \frac{1}{2} \delta A_v U_D^{*2} C_x \quad (33)$$

A gördülési ellenállási erők, amelyek a kerék talajjal érintkezési pontjában ébrednek a következő függvény segítségével tudjuk megbecsülni:

$$F_{WIRij} = \frac{I_{Wj} \frac{d\Omega^*_{ij}}{dt}}{Rr_j} \quad (34)$$

Egy elsőkerék-meghajtású jármű esetében, és ismét feltételezve, hogy az érintőleges erők eloszlása arányos a függőleges irányú erőkkel, az alábbiak szerint tudjuk meghatározni a jármű hosszirányú keréktalpponti erőit:

- negatív előjelű gyorsulás ($a_x^* > 0$) esetén:

$$\begin{aligned} \bar{F}x_{FL} &= \left[(ma_x - aerodrag) \left(\frac{Fz_{FL}}{\sum_{ij}} Fz_{ij} \right) + F_{WIRFL} \right] + (rollres_{FL} * Fz_{FL}) \\ \bar{F}x_{FR} &= \left[(ma_x - aerodrag) \left(\frac{Fz_{FR}}{\sum_{ij}} Fz_{ij} \right) + F_{WIRFR} \right] + (rollres_{FR} * Fz_{FR}) \\ \bar{F}x_{RL} &= \left[(ma_x - aerodrag) \left(\frac{Fz_{RL}}{\sum_{ij}} Fz_{ij} \right) + F_{WIRRL} \right] + (rollres_{RL} * Fz_{RL}) \\ \bar{F}x_{RR} &= \left[(ma_x - aerodrag) \left(\frac{Fz_{RR}}{\sum_{ij}} Fz_{ij} \right) + F_{WIRRR} \right] + (rollres_{RR} * Fz_{RR}) \end{aligned} \quad (35)$$

- pozitív előjelű gyorsulás ($a_x^* < 0$) esetén:

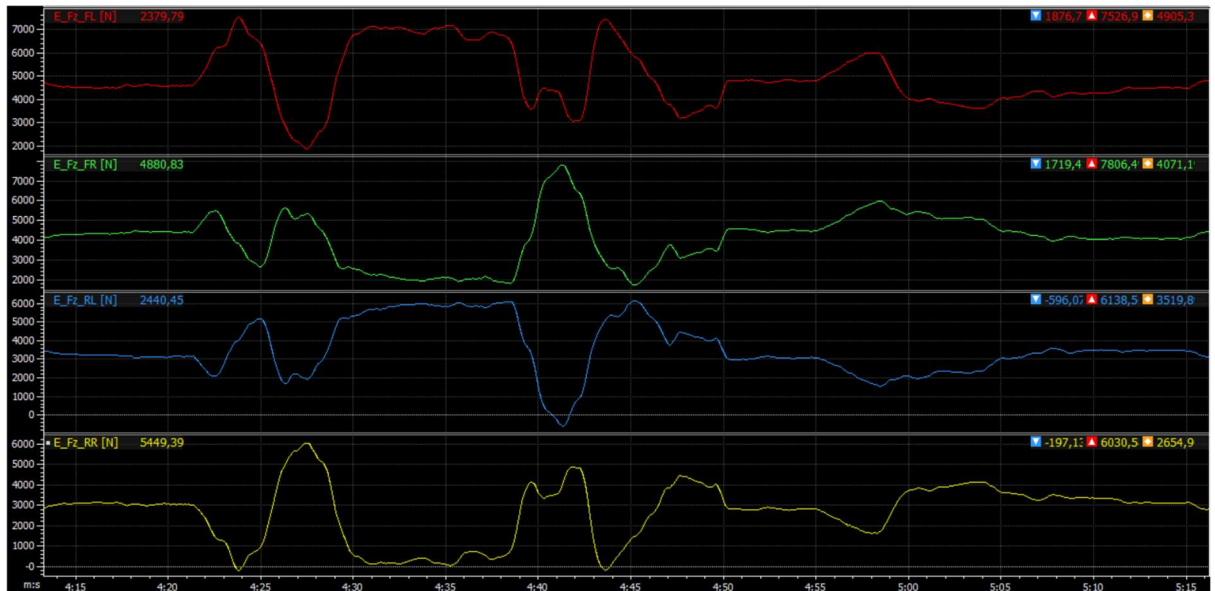
$$\begin{aligned} \bar{F}x_{FL} &= \left[(ma_x - aerodrag \right. \\ &\quad \left. - ((rollres_{FL} * Fz_{FL}) + (rollres_{FR} * Fz_{FR}))) \left(\frac{Fz_{FL}}{Fz_{FL} + Fz_{RR}} \right) \right. \\ &\quad \left. + F_{WIRFL} \right] + (rollres_{FL} * Fz_{FL}) \end{aligned} \quad (36)$$

$$\begin{aligned}\bar{F}x_{FR} &= \left[(ma_x - aerodrag \right. \\ &\quad \left. - ((rollres_{FL} * Fz_{FL}) + (rollres_{FR} * Fz_{FR}))) \left(\frac{Fz_{FR}}{Fz_{FL} + Fz_{FR}} \right) \right. \\ &\quad \left. + F_{WIRFR} \right] + (rollres_{FR} * Fz_{FR}) \\ \bar{F}x_{RL} &= F_{WIRFL} + (rollres_{FL} * Fz_{FL}) \\ \bar{F}x_{RR} &= F_{WIRFR} + rollres_{FR} * Fz_{FL}\end{aligned}$$

4.8. Számoló csatornák

A mérési eredmények kiértékeléséhez, illetve a becslő rendszerhez szükséges numerikus csatornákat a MoTeC i2 Pro programba készítettem el. A MoTeC i2 Pro kiértékelő szoftverében képesek vagyunk úgynevezett számolócsatornákat létrehozni, amelyek numerikus műveletek, illetve függvények időben a méréssel szinkronizált számolásait tudja elvégezni. Ebben a fejezetben ezen számolócsatornákat szeretném bemutatni és azok eredményét, amellyel a Carson által meghatározott három pontból az első pontot szeretném elvégezni az úgynevezett 'face validity'-t.

Elsőkörben a normálirányú erőkkel kezdtem. Itt a (21) által felállított és a 4.5. pontban leírtakat összegeztem (21. ábra).

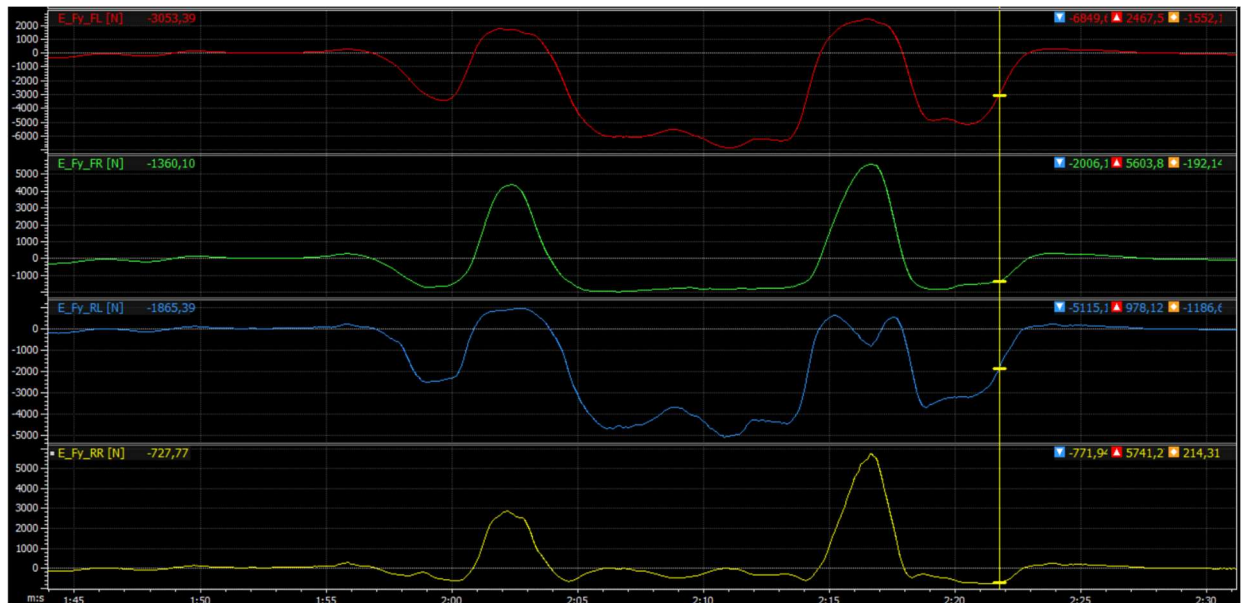


21. ábra: A jármű négy kerekének becsült normálerő csatornáinak esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: Fz erő [N])

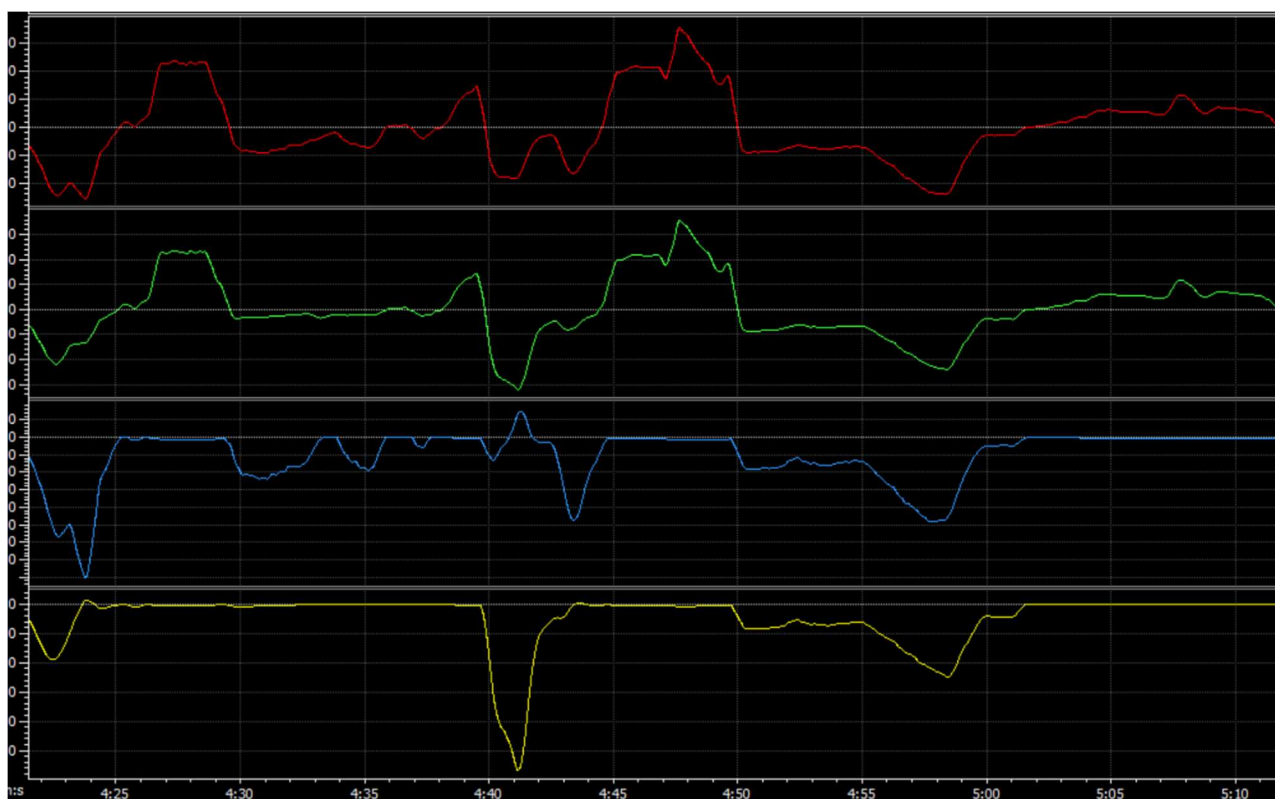
Az értékeket megvizsgálva értelmes eredményeket kaptunk, és semmilyen rendellenes eredményt sem találunk, tehát egyelőre ígéretesnek tűnik a becselőrendszer ezen része.

Az oldalirányú erők becslési rendszerét a (24) alapján dolgoztam ki, melynek eredményeit a 22. ábrán látható. Az eredmény itt is ugyan az, mint az előző esetben.

Végezetül a hosszirányú erőket a (36) alapján dolgoztam ki (23. ábra). Ahogyan az előző két esetben is itt is megfelelő eredményeket kaptunk.



22. ábra: A jármű négy kerekének becsült oldalerőinek csatornái esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_y erő [N])



23. ábra: A jármű négy kerekének becsült hosszszőrők csatornái esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_x erő [N])

5. Mérési eredmények kiértékelése

Az előző fejezetben bemutattam a becslő rendszert, és a szükséges korrekciózásokat is bemutattam, illetve a méréseket, és azok dokumentációját, illetve a becsléshez szükséges jármű paraméterek meghatározásához szükséges méréseket mutattam be.

Ebben a fejezetben az így kapott becselőrendszer korrelációs vizsgálatát végeztem el. A korrelációs folyamata lényege, hogy összefüggéseket találjunk a becslő rendszerünk és a valós mért adatok között. A korrelációs folyamatot a következő képen építettem fel:

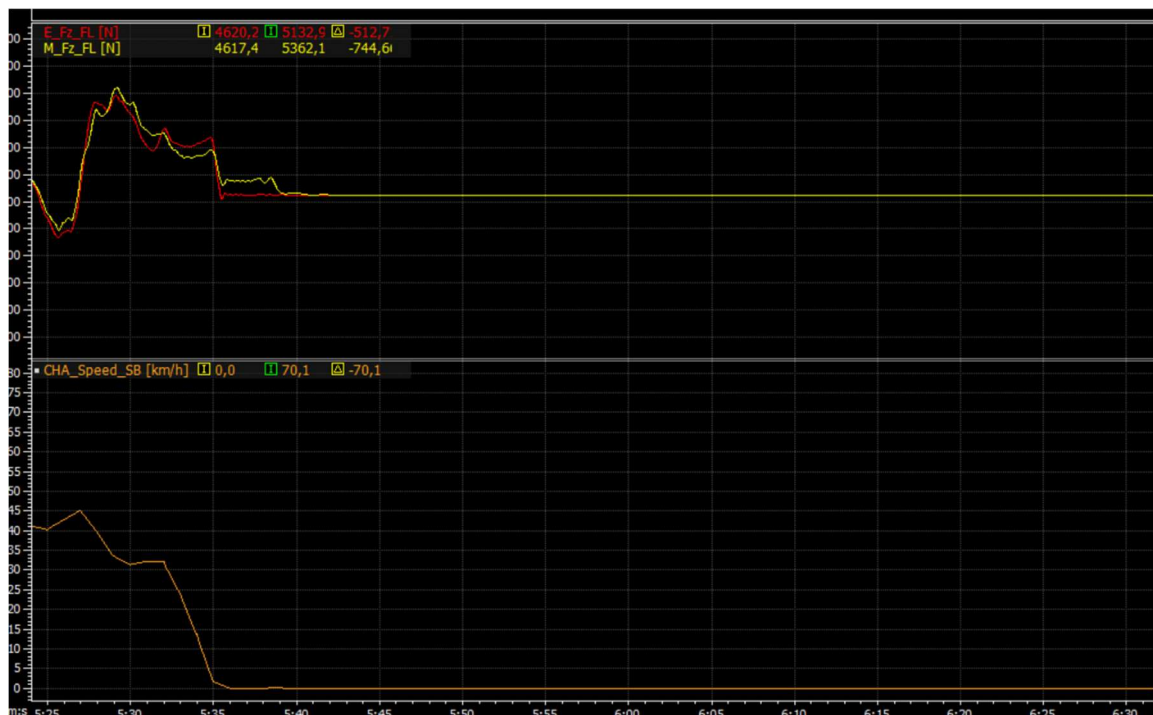
A különböző keréktalpponti erőket külön vizsgálom, emellett megvizsgálom a becselőrendszereket minden mért járműdinamikai helyzetben.

5.1. Vertikális erőbecslés

A vertikális erők becslése esetén először statikus állapotba vizsgáltam az adatokat, majd az átterhelődés hangsúlyossága miatt a hosszirányú járműdinamikai vizsgálatokkal folytatom, végezetül az oldalirányú átterhelődés vizsgálata miatt az állandósult körpálya tesztet vizsgáltam meg.

5.1.1. Statikus állapot

Elsőként a statikus állapotba vizsgáltam meg, azaz a jármű hossz- és oldalgyorsulás értékei null értéket vesznek fel. Ennek eredményeit a 24. ábra és a 6. táblázat foglalja össze.



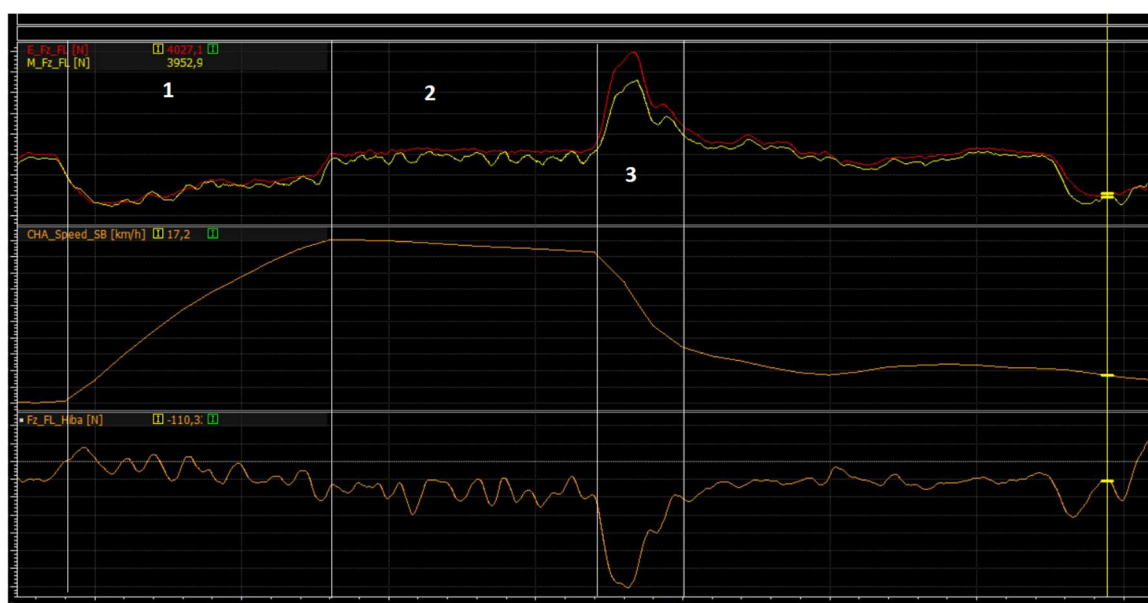
24. ábra: Becsült és mért vertikális erő összehasonlítása statikus állapotban (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_z erő [N])

Az ábrán a piros színnel jelölt jelzi a becsült eredményt és sárga a mért eredmény grafikonja.

5.1.2. Hosszirányú járműmozgások

A hosszirányú mozgások tesztje 3 részből tevődik össze, egy hirtelen gyorsulás, egy kigurulás, és egy hirtelen fék. Ezek alapján osztottam fel az összehasonlítás lépéseit (25. ábra):

1. Gyorsulás szakasz
2. Kigurulás szakasz
3. Fék szakasz

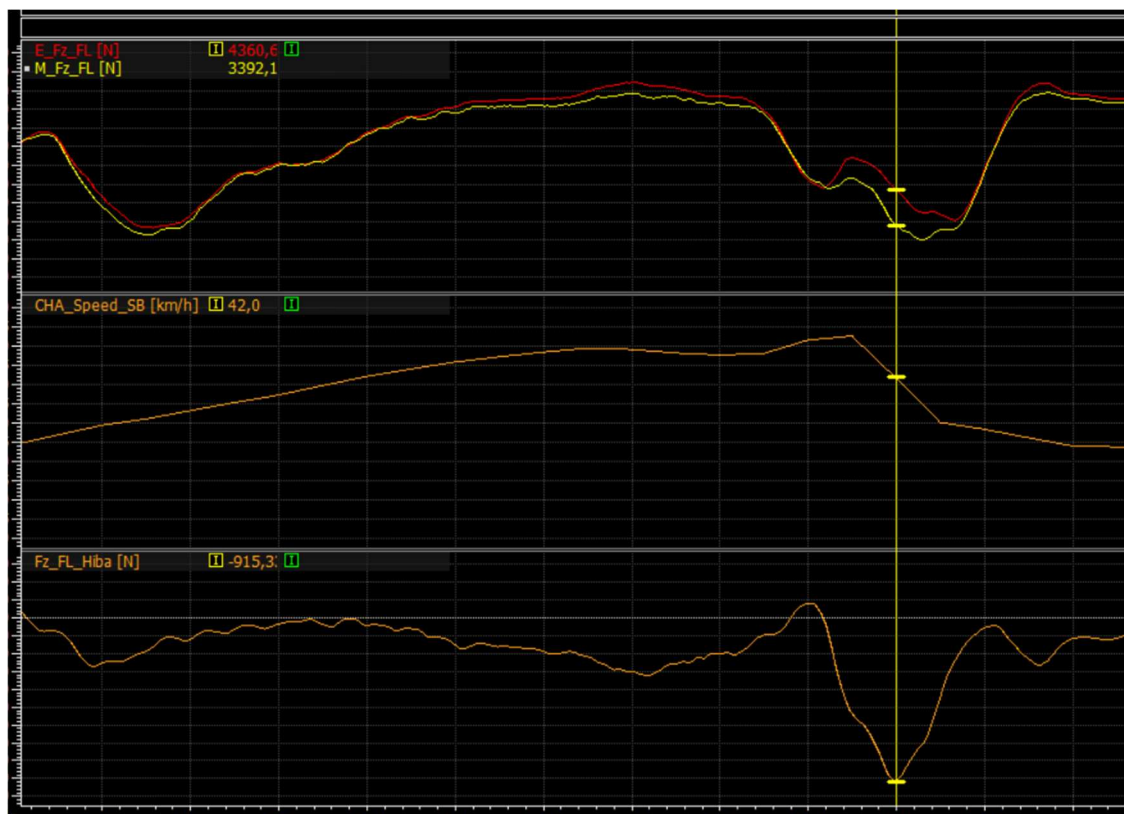


25. ábra: Hosszirányú járműteszt (X tengely: idő [s]; Y tengely: Fz erő [N])

Mint ahogyan az ábrán is látható a becslési eredmények kisebb gyorsulások, és lassulások esetében pontos eredményt adnak, de hirtelen hosszirányú állapotváltozás esetében (3 szakasz) nagyobb eltérés mutatkozik.

5.1.3. Állandósult körpálya teszt

Az állandósult körpálya teszt során a jármű sebességének növekedésével egyre növekszik a hiba mértéke is (26. ábra).



26. ábra: Állandósult körpálya teszt mérési eredménye (X tengely: idő [s]; Y tengely: Fz erő [N])

6. táblázat: Mért és becsült eredmény és a kettő közötti eltérés (Saját táblázat)

	Átlag eltérés	Maximális eltérés
Statikus állapot	3 N	5 N
Hosszirányú vizsgálat	123 N	709 N
Állandósult körpálya teszt	209 N	915 N

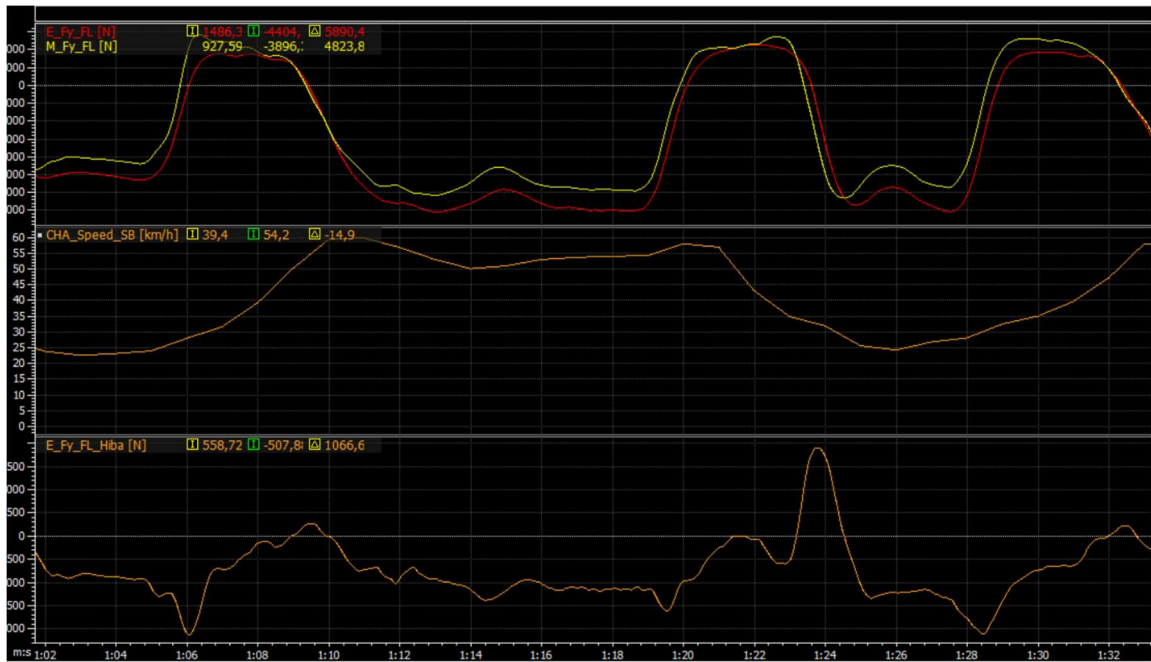
Ahogy az láthatjuk a diagramokon is a normálirányú erők esetében ahogy növekszik a jármű gyorsulásértékei annak függvényébe növekszik a hiba mértéke is.

5.2. Oldalirányú erőbecslés

Az oldalirányú erők becslésének validációjának esetében főleg azon járműdinamikai mérésekre koncentráltam, ahol nagy mértékben fellépnek a jármű keréktalppontjában oldalirányú erők.

5.2.1. Állandósult körpálya teszt

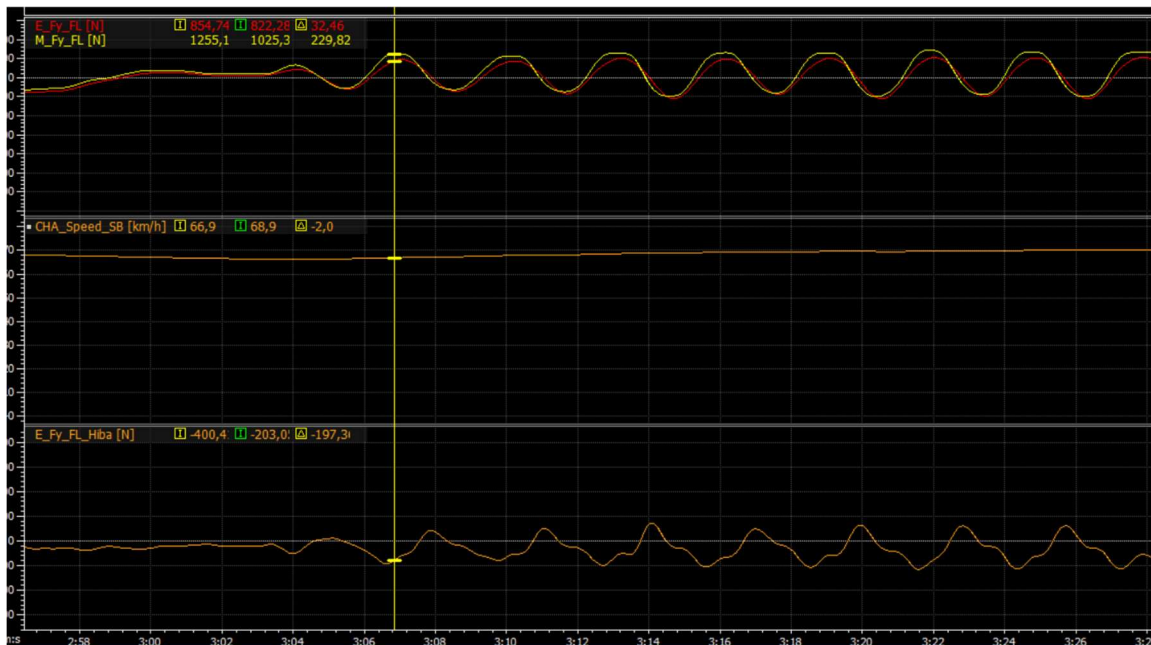
Elsőként az állandósult körpálya teszt vizsgálatával kezdtem, mert itt folyamatosan növekszik az oldalerő mértéke. A mérést és becslést összehasonlító diagrammot a 27. ábra írja le. A diagramok vizsgálata során látható, hogy jellegre helyesek a becslés eredményei, de értékekben vannak sajnos kiugróan eltérő értékek.



27. ábra: Oldalerő mérési és becslési eredménye állandósult körpálya teszt esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: Fy erő [N])

5.2.2. Dinamikus kanyar teszt

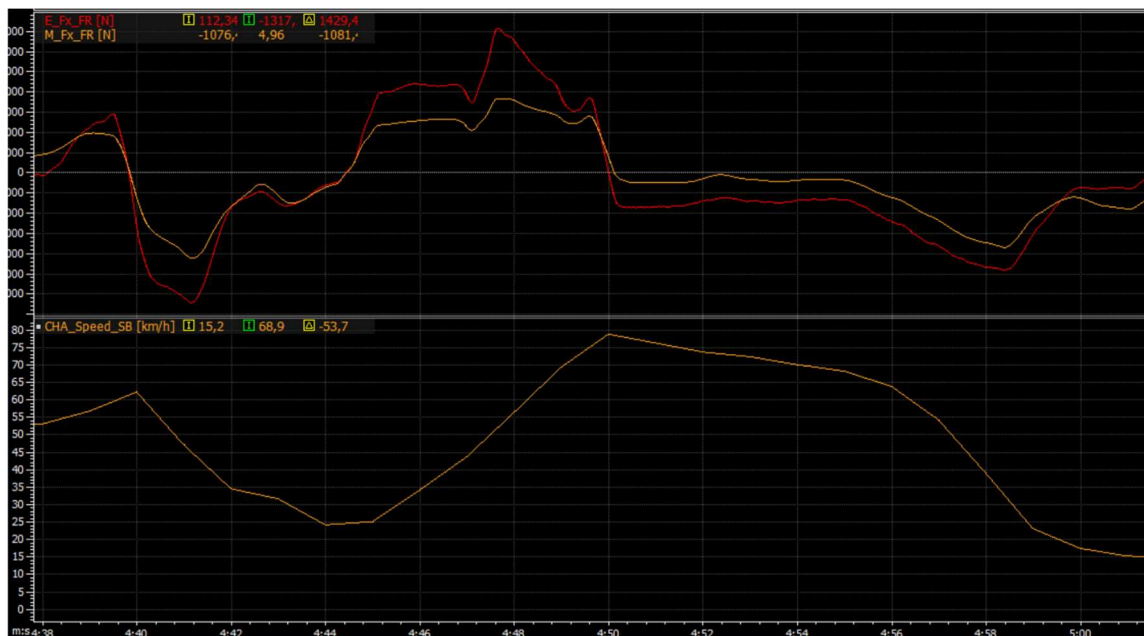
A dinamikus kanyar teszt során egy szlalom pályát építettem, ami jól tudja demonstrálni a dinamikus átterhelődéseket és kanyarok váltakozását (28. ábra).



28. ábra: Dinamikus kanyar teszt eredménye esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: Fy erő [N])

5.3. Hosszirányú erőbecslés

A hosszirányú erőket a gyorsulás és fékteszt mérései esetére összpontosítottam, mivel itt történnek a legnagyobb hosszirányú erőváltozások. Ennek a mérési összehasonlító diagramját a 29. ábrán látható.



29. ábra: Hosszirányú becslési és mérési adatok összehasonlítása esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: Fx erő [N])

A becslési eredmények alapján jól látható, hogy a becsült eredmények jellege helyesek, azaz alakra megegyeznek, de értékeibe van eltérés. Ezek a hiba fajtákat szoktuk amplitúdó hibának nevezni.

5.4. Konklúzió

A mérési és becslési eredmények összehasonlítása során láthatjuk, hogy a becselőrendszerünknek pontossága bizonyos járműdinamikai helyzetekben igen pontos eredményeke közül, azonban van olyan helyzet is, ahol nem lehet teljes mértékben támaszkodni a becsült eredményekre. A rendszer további pontosításokra szorul, azonban látható, hogy a módszer működőképes lehet, amely egy igen magas költségekkel rendelkező mérő- és nyomaték-mérő kerék helyettesítésére szolgálhat.

Összefoglalás

A dolgozatom fő célja egy olyan keréktalpponti erőbecslő, vagy mérő rendszer, mellyel költséghatékonyan tudjuk megállapítani egy jármű érintkezési pontjában fellépő erőket. Az irodalomkutatás során több módszert is megvizsgált, és a TRICK rendszere bizonyult a legpontosabb megoldásnak, ezért ezt a rendszert validáltam. Ahogyan az az 5. pontban olvasható a rendszer működőképes, azonban további pontosításokra szorul.

Ezen pontosítások elérhetőek a járműparamétereinek úgymint a kerék forgástengelyének irányába vett tehetetlenségi nyomaték, vagy a jármű tengelymerevségeinek mérés elvén történő megállapítása. Ezeket a méréseket a jövőben mindenképpen szeretném elkészíteni.

Továbbá a rendszer egyik nagy előnye, hogy a gumi karakterisztikáját is meg lehet határozni méréssel. Ez a megvalósítás több téren is előnyös lenne, mint a már 1. pontban bemutatott tesztpadok alkalmazása. Ennek lehetőségét sajnos idő hiányába nem tudtam megvalósítani, hiszen ehhez egy teljesen új gumibroncsra lenne szükségünk, hogy a kopásból, és öregedésből adódó degradációt ki tudjuk venni a rendszerből, és ezzel pontos eredményeke tudjunk meghatározni.

A munkám során megismerkedtem a járműdinamikai mérésekkel, modellekkel, illetve alkalmazási területekkel. A dolgozatom segítségével bepillantást nyerhettem a járműdinamikai világába, és emiatt is mindenképpen szeretnék későbbi mérnöki munkáim, illetve az mester képzésem során a járműdinamikával mélyebben foglalkozni, illetve a keréktalpponti erőbecslő rendszereket mindenképpen tovább szeretném kutatni a mester tanulmányaim során.

Ábrajegyzék

1. ábra: A járműdinamikai modell koordináta rendszere [2].....	14
2. ábra: SAE kerék koordináta rendszer [11]	17
3. ábra: Dinamikus kerék tesztpad [12]	17
4. ábra: 'Flat-Trac Handling Roadway' mérőrendszer felépítése [14]	18
6. ábra: A beágyazott szenzor felépítése [15].....	20
7. ábra: A méréshez szükséges ábrák elhelyezése a kerekeken [18]	21
8. ábra: MoTeC ACL adatrögzítő és SVIM eszközök (saját kép).....	25
9. ábra: Race Technology Speedbox INS (Saját kép)	26
10. ábra: MoTeC 5715 lineáris potenciométer a járműbe szerelt állapotában (Saját kép)..	26
11. ábra: Kistler RoaDyn S625 System 2000 (Saját kép).....	28
12. ábra: Sematikus ábra az adott tengely oldalerő és jármű síkbéli mozgási állapotának Kálmán szűrő alapú becslőrendszerének [24]	30
13. ábra: A S-SOSM rendszer sematikus ábrája [24].....	31
14. ábra: Oldal és hosszirányú sebesség becslő rendszer sematikus ábrája [24].....	33
15. ábra: Moduláris neutrális háló alapú virtuális szenzor [24]	34
16. ábra: Jármű oldal- és hosszirányú gyorsulás-idő függvénye (Felső diagram: X tengely: Oldalgyorsulás [m/s^2]; Y tengely: Idő [s]; Alsó diagram: X tengely: Járműsebesség [km/h]; Y tengely: Idő [s])	40
17. ábra: A javított és az eredeti mérési eredmény oldalgyorsulás esetében (Felső diagram: X tengely: Oldalgyorsulás [m/s^2]; Y tengely: Idő [s]; Alsó diagram: X tengely: Járműsebesség [km/h]; Y tengely: Idő [s]).....	41
18. ábra: Teszttervező táblázat (Saját táblázat)	42
19. ábra: ZalaZone teszt felépítése (Saját ábra).....	42
20. ábra: Gyorsulás, féktest, és kigurulás járműdinamikai teszt sematikus vázlata (Saját ábra).....	43
21. ábra: A jármű négy kerekének becsült normálerő csatornái esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_z erő [N])	46
22. ábra: A jármű négy kerekének becsült oldalerőinek csatornái esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_y erő [N])	47
23. ábra: A jármű négy kerekének becsült hosszirő csatornái esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_x erő [N])	48
24. ábra: Becsült és mért vertikális erő összehasonlítása statikus állapotban (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_z erő [N])	49
25. ábra: Hosszirányú járműteszt (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_z erő [N])	50
26. ábra: Állandósult körpálya teszt mérési eredménye (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_z erő [N])	51
27. ábra: Oldalerő mérési és becslési eredménye állandósult körpálya teszt esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_y erő [N]).....	52
28. ábra: Dinamikus kanyar teszt eredménye esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_y erő [N])	52
29. ábra: Hosszirányú becslési és mérési adatok összehasonlítása esetén (X tengely: idő [s]; Y tengely: F_x erő [N])	53
1.melléklet: 5. ábra: Kistler felépítése [30]	58

Irodalomjegyzék

- [1] J. S. Carson, „MODEL VERIFICATION AND VALIDATION,” *IEEE*, 2002.
- [2] D. L. M. William F. Milliken, *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE International, 1995.
- [3] F. Farroni, „T.R.I.C.K.-Tire/Road Interaction Characterization & Knowledge - A tool for the evaluation of tire and vehicle performances in outdoor test sessions,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015.
- [4] P. K. a. B. M. Peter Holdmann, „Suspension Kinematics and Compliance - Measuring and Simulation,” *SAE TECHNICAL*, 1998.
- [5] M. B. D. Harty, *Multibody System Approach to Vehicle Dynamics*, Oxford: Elsevier, 2004.
- [6] Z. Ádám, *Gépjármű menetdinamika*, Budapest: Dr. Kőfalvi Gyula.
- [7] C. System, „Coordinate System,” 15 12 2021. [Online]. Available: <https://dirlsig.cis.rit.edu/docs/new/coordinates.html>. [Hozzáférés dátuma: 31 10 2022].
- [8] J. T. O. Ivo Babuska, „Verification and validation in computational,” *Elsevier*, 2004.
- [9] H. W. Emir Kutluay, „Validation of vehicle dynamics simulation models – a review,” *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2014.
- [10] D. M. Fox, „Design of a Portable Tire Test Rig and Vehicle RollOver Stability Control,” Virginia Polytechnic Institute and State University, Danville, 2009.
- [11] „x-engineer,” [Online]. Available: <https://x-engineer.org/tire-axis-system-terminology-sae-standards/>. [Hozzáférés dátuma: 01 11 2022].
- [12] A. O. , A. S. , F. G. & A. P. J.A. Cabrera, „A Versatile Flat Track Tire Testing Machine,” *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2010.
- [13] Siemens. [Online]. Available: <https://webinars.sw.siemens.com/en-US/tire-tyre-testing-model-parameterization/#form>. [Hozzáférés dátuma: 01 11 2022].
- [14] M. System, „MTS System,” [Online]. Available: <https://www.mts.com/en/products/automotive/full-vehicle-test-systems/flat-track-handling-roadway>. [Hozzáférés dátuma: 09 11 2022].
- [15] J. R. J. V. Á. K. A. S. P. K. Tamás Dózsa, „Road Abnormality Detection Using Piezoresistive Force Sensors and Adaptive Signal Models,” *IEEE*, 2022.
- [16] Kistler, „Kistler,” [Online]. Available: <https://www.kistler.com/en/>. [Hozzáférés dátuma: 03 11 2022].
- [17] N. M. M. T. R. C. R. G. M. Sergio, „On a road tire deformation measurement system using a capacitive–resistive sensor,” *SMART MATERIALS AND STRUCTURES*, 2006.
- [18] W. Z. W. W. J. Z. Cheng Zhang, „Vision-based tire deformation and vehicle-bridge contact force measurement,” *Elsevier*, %1. kötetMeasurement, %1. szám183, 2021.
- [19] G. P. A. C. N. Roveri, „OPTYRE – A new technology for tire monitoring: Evidence,” *Elsevier*, %1. kötetMechanical Systems and Signal Processing, %1. szám66-67, pp. 793-810, 2016.

- [20] K. NISHIKAWA, „Hub Bearing with Integrated Multi-axis Load Sensor,” *TECHNICAL REVIEW*, %1. kötet79, p. 58, 2011.
- [21] Z. X. J. Z. Zhao Chen, „Measurement of Vehicle-Bridge-Interaction force using dynamic tire pressure monitoring,” *Elsevier*, %1. kötet104, %1. számMechanical Systems and Signal Processing, pp. 370-383, 2018.
- [22] H. B. Pacejka, Tyre and Vehicle Dynamics, Oxford: Elsevier, 2002.
- [23] milspecwiring, „RaceGrade,” [Online]. Available: https://www.milspecwiring.com/RaceGrade-BL-GPS-V3-10hz_p_2618.html. [Hozzáférés dátuma: 04 11 2022].
- [24] C. V. S. v. A. M. A. E. R. A. A. W. D. F. N. V. I. A. F. & A. V. Marco Viehweger, „Vehicle state and tyre force estimation: demonstrations and guidelines,” *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, %1. kötetVehicle System Dynamics, pp. 675-702, 2020.
- [25] S. v. A. B. B. N. E. G. a. W. D. Frank Naets, „Design and Experimental Validation of a Stable Two-Stage Estimator for Automotive Sideslip Angle and Tire Parameters,” *IEEE*, %1. kötetIEEE Transactions on Vehicular Technology , %1. szám66, pp. 9727-9742, 2017.
- [26] F. B. W. D. W. S. van Aalst, „An Adaptive Vehicle Sideslip Estimator for Reliable Estimation in Low and High Excitation Driving,” *Elsevier*, %1. kötet, összesen: %2IFAC-PapersOnLine, %1. szám51, pp. 243-248, 2018.
- [27] G. Bartolini, A. Ferrara és E. Usai, „Chattering avoidance by second-order sliding mode control,” *IEEE*, %1. kötetIEEE Transactions on Automatic Control, %1. szám43, pp. 241-246, 1998.
- [28] D. Simon, Optimal State Estimation, United States of America: John Wiley & Sons, Inc, 1976.
- [29] Carbuzz, „carbuzz,” [Online]. Available: <https://carbuzz.com/cars/mercedes-benz/cla/2017-mercedes-benz-cla-250-4matic>. [Hozzáférés dátuma: 09 11 2022].
- [30] Kistler, „Kistler,” [Online]. Available: <https://www.kistler.com/files/document/000-495e.pdf?callee=frontend>. [Hozzáférés dátuma: 03 11 2022].
- [31] RaceTechnology, „Agostec,” [Online]. Available: <https://www.agostec.de/gps-systeme/speedbox-ins>. [Hozzáférés dátuma: 04 11 2022].

Melléklet

1.melléklet: 5. ábra: Kistler felépítése [30]

Fig. 1: RoadDyn S625 structure/components with in-board transmission

