

TDK dolgozat

Autonóm járművek
nemlineáris változó paraméterű
szabályozásainak vizsgálata

Szerző:

Szentjobi Tamás



Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem
Közlekedés- és Járműirányítási Tanszék

Konzulens:

Dr. Szabó Ádám

TDK dolgozat,
2024. december 29.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés	1
1.1. Tématerület bevezetése	1
1.2. Célkitűzés	5
1.3. A dolgozat felépítése	5
2. Hosszirányú Járműmodellek: irodalmi áttekintés	6
2.1. Bevezetés	6
2.2. Járműdinamikai megközelítés	7
2.3. Irányítástechnikai megközelítés	9
2.4. Adataalapú megközelítés	10
2.5. Interdiszciplináris megközelítés	11
2.6. Konklúzió	11
3. Saját járműmodell bemutatása	12
3.1. Motiváció, célkitűzések	12
3.2. Járműmodell felépítésének bemutatása	15
3.2.1. Járműtest dinamikai modellezése	15
3.2.2. Kerekek modellezése	16
3.2.3. Erőátvitel	19
3.2.4. ABS fékrendszer	21
3.2.5. Teljes modell felépítése	22
3.2.6. Implementáció MATLAB/Simulink környezetben	22
3.2.7. Paraméteridentifikáció	24
3.2.8. Validációs eredmények	25
3.3. Konklúzió, alkalmazhatóság	26
4. Szabályzó algoritmusok irodalmi áttekintése	27
4.1. Bevezetés	27
4.2. Ipari megoldások	28
4.3. Kutatásokban megjelenő megoldások	28
4.4. Konklúzió	30

5. Az NVGC algoritmus, mint hosszirányú sebességszabályzó	31
5.1. Implementáció MATLAB/Simulink környezetben és előzetes tesztek	32
5.2. Kísérlettervezés	34
5.3. Valós járműves tesztek és eredményeik	36
5.4. Konklúzió	39
6. A dolgozat konklúziója, fejlesztések jövőbeli irányai	40
A. A járműmodellben alkalmazott paraméterek listája	52

Kivonat

A járművek elektrifikációjának és elektronizációjának egyre nagyobb mértékű térnyerése a közúti biztonságot mind jobban figyelembe helyező szabályozásokkal karöltve a fejlett vezetéstámogató rendszerek elterjedését és kötelezővé válását eredményezte az EU-ban, mely komoly kihívás elé állítja az autóipari szereplőket és tovább serkenti az olcsó ipari megoldások utáni kutatásokat. Jelen dolgozatban bemutatásra kerül a nemlineáris, változó erősítésű szabályzó algoritmus (NVGC) hosszirányú sebességszabályozásra való alkalmazhatóságát vizsgáló kutatásom. A kutatás kiinduló ötletét Dr. Számel László 2004-es PhD értekezése adja, melyben a szerző bevezeti az NVGC algoritmust, majd részletesen bemutatja annak kapcsolt reluktancia motoros hajtásokra történő alkalmazhatóságát. Kutatásom célja e szabályzó algoritmus járműipari alkalmazhatóságának vizsgálata volt a hosszirányú járműszabályzás területén. A kutatás két részből tevődik össze. Az első rész célja egy modellkörnyezet megalkotása volt, mely valós járműves kísérlettervezésre és az alkalmazni kívánt szabályzók előzetes tesztelésére alkalmazható. Ebben elkészítettem a valós tesztekhez rendelkezésre álló soros-párhuzamos hibrid hajtású SUV hosszirányú modelljét MATLAB/Simulink környezetben, majd elvégeztem a modell paramétereinek identifikációját, végül validáltam a kapott járműmodellt. A járműmodell szinuszos gáz- és fékpedál bemenetekkel történő validációja alapján annak valós járműtől vett átlagos abszolút sebességhibája 8,97%, átlagos abszolút távolsághibája 5,22%-os. A modell a kutatás további részében alkalmazhatónak bizonyult kísérlettervezésre és az tesztelni kívánt szabályzók hangolására. A kutatás második szakaszában a valós tesztjárművel végzett tesztekkel az NVGC algoritmus hosszirányú sebességszabályozás terén történő kvalitatív vizsgálatát végeztem el. A tesztek alapján az NVGC algoritmus adott sebességen történő hangolás mellett széles sebességtartományban biztosít megfelelő performanciájú sebességkövetést és jól alkalmazható sebességprofil követésre is. Az elvégzett tesztek rámutatnak a vizsgált NVGC algoritmus hosszirányú sebességszabályzóként történő alkalmazásának komoly lehetőségeire és további kutatásokat tesznek indokolttá.

Rövidítések

Rövidítés	Angol leírás	Magyar leírás
ABS	AntiLock Brake System	Blokkolásgátló Fékrendszer
ACC	Adaptive Cruise Control	Adaptív Tempomat
ADAS	Advanced Driver Assistance Systems	Vezetéstámogató Rendszerek
ASR/TCS	Anti-Slip Regulation/Traction Control System	Kipörgésgátló Rendszer
CAN	Controller Area Network	CAN-busz
DAS	Driver Assistant Systems	Vezetéstámogató Rendszerek
ECU	Electronic Control Unit	Elektronikus vezérlőegység
ESC	Electronic Stability Control	Menetstabilizáló Rendszer
GNSS	Global Navigation Satellite System	–
LPV	Linear Parameter-Varying (control)	Lineáris Paraméter-Változós (szabályzás)
LQR	Linear Quadratic Regulator	Lineáris Kvadratikus Szabályzó
LiDAR	Light Detection And Ranging	Lézer Alapú Távérzékelés
MPC	Model Predictive Controller	Model Prediktív Szabályzó
NN	Neural Network	Neurális Hálós
NVGC	Nonlinear Variable Gain Controller	Nemlineáris Változó Erősítésű Szabályzó
ODD	Operational Design Domain	Tervezett Működési Tartomány
P,PI,PID	Proportional, Proportional-Integral, Proportional-Integral-Derivative control	Arányos, Arányos-Integráló, Arányos-Integráló-Deriváló szabályzás
ROS	Robot Operating System	–
SUV	Sport Utility Vehicle	Városi Terepjáró

1. fejezet

Bevezetés

1.1. Tématerület bevezetése

A modern járműipari fejlesztések egyik meghatározó jellemzője az elektrifikáció és elektronizáció térnyerése.[1] Ezt jól szemlélteti, hogy míg 1990-ben az elektromos és elektronikus részek költségei a teljes gyártási költség 15%-át tették ki, ez az arány 2010-re 35%-ra nőtt, s 2030-ig várhatóan eléri az 50%-ot.[2] A növekvő számú elektromos és elektronikus alkatrész a klasszikusan hidraulikus vagy pneumatikus rendszerek kiszorítása mellett új biztonsági, vezetéstámogató, és önvezető funkciók implementációját teszi lehetővé.

A vezetéstámogató rendszerek feladata elsődlegesen a biztonság, másodlagosan a vezetési kényelem növelése, melyet automatikus vezérlési és figyelmeztető funkciókkal valósítanak meg. Ezen rendszerek az önvezetés felé tartó lépéseknek tekinthetők. Rendszerezésük történeti alapon, valamint az automatizáltság szintje alapján történhet. Ez utóbbi rendszerezés az SAE [3] szabványban rögzített módon 5 automatizáltsági szintet állapít meg.

0. szinten a klasszikus, vezetéstámogató rendszerek nélküli járművezetés található. Ekkor valamennyi vezetési feladat a sofőrre hárul.

1. szinten a vezetéstámogató rendszerek (DAS: Driver Assistant Systems) találhatók, melyek esetén valamennyi vezetési feladatot a járművezető végez, aki bizonyos kritikus szituációkban segítséget kap. Ilyen pl. a blokkolásgátló fékrendszer (ABS: AntiLock Braking System), a kipörgésgátló (ASR/TCS: Anti-Slip Regulation/Traction Control System), a menetstabilizáló rendszer (ESC: Electronic Stability Control) vagy az adaptív tempomat (ACC: Adaptive Cruise Control), de a fejlett vezetéstámogató rendszerek (ADAS: Advanced DAS) is ide sorolhatók, melyek bizonyos nagyon speciális helyzetekben már önvezető funkciókat is képesek ellátni, mint az automatikus parkolás vagy az önvezetés forgalmi dugókban. A vezetőnek ilyenkor is folyamatosan felügyelnie kell rendszert és a kormányt folyamatosan fogva készen kell álljon, hogy átvegye az irányítást, ha szükséges.

A 2. szint a részleges önvezetés, mikor egy önvezető rendszer vezérli a járművet bizonyos meghatározott szituációkban, mint például az említett forgalmi dugókban, vagy parkoláskor, esetleg autópályán vagy mellékutakon. Ekkor a vezető kezét már ideiglenesen leveheti a kormánykerékről, azonban folyamatosan figyelnie kell a rendszert és a forgalmi szituációt, és készen kell álljon, hogy a jármű jelzésére azonnal átvegye az irányítást.

A 3. szint a feltételes önvezetés. Ezt a szintet kiterjesztett önvezető funkciók jellemzik. A jármű normál körülmények között képes önvezetésre autópályán, mellékutakon, forgalmi dugókban és parkolás esetén. A vezető nem kell a járművet felügyelje, a rendszer önmagát felügyeli, és határait észlelve előre jelzi a sofőrnek, ha az egy bizonyos idő múlva közbe kell avatkozzon.

A 4. szint a magas szintű önvezetés. Ez a 3. szintű önvezető funkciók továbbfejlesztése, mikor a jármű számos forgalmi szituációban képes felügyelet nélküli önvezetésre egy tervezett működési tartományon (ODD: Operational Design Domain) belül, melyet olyan tényezők határoznak meg, mint az útfelület minősége, időjárási körülmények vagy a megkívánt sebesség. E működési tartományban a sofőr beavatkozása nem szükséges, bár a járműben kell tartózkodnia.

Az 5. szint a teljes önvezetés. Ekkor a vezető jelenléte nem szükséges. Közúti járművek esetén ehhez olyan szigorú követelmények teljesítése szükséges, hogy ez a szint idealizáltnak tekinthető.

A vezetéstámogató rendszerek elterjedése a 80-as évek vége óta folyamatos, gyorsuló trendet mutató folyamat, melyet Európában a jogszabályi környezet nem csupán gyorsít, de kötelez is. Az Európai Unió 2019/2144-es rendeletének értelmében ugyanis az ADAS funkciók egy része a típus forgalomba hozatali engedély megszerzéséhez 2024.07.07-e óta kötelező. [4] Ezek a teljesség igénye nélkül személygépjárművekre az intelligens sebességasszisztens, a tolatókamera vagy -radar, a vezető fáradtság érzékelő és jelző rendszer, valamint a sávtartó automatika, és a vészfék rendszer. Az autógyártók többek között e funkciókat kötelesek biztosítani újonnan engedélyeztetni kívánt modelljeikben.

Az említett kötelező funkciókon túlmenően az önvezetés magasabb szintjeinek elérése komoly ipari versenyelőnyt jelent és társadalmi szempontból igen magas hasznosulással jár, mivel várhatóan a közúti balesetek számának csökkenése mellett a járműforgalom-sűrűség növekedésével és a kibocsátás csökkentésével is jár.[5] A legtöbb autógyártó végez ilyen irányú fejlesztéseket. A Mercedes Benz 2023 őszén jelentette be, a világon elsőként egy 3-as szintű önvezető rendszer piacra dobását az észak-amerikai piacon.[6] [7]

Az autonóm járműirányítási feladat részfeladatai a környezetérzékelés, a trajektória-tervezés, valamint a járműszabályozás. Jelen dolgozat a járműszabályozással foglalkozik.

A közúti járművek automatikus szabályozása hosszirányú és keresztirányú szabályzási feladatokból áll, melyeket jellemzően külön problémaként kezelnek. Jelen dolgozatban egy hosszirányú szabályzó algoritmus kerül vizsgálatra, a keresztirány nem kerül tárgyalásra.

A hosszirányú járműszabályzás területén, mint arra [8] rámutat, négy alapvető problémát különböztetünk meg, melyek nem függetlenek egymástól. Ezek az alábbiak:

- Gyorsulásszabályozás,
- Sebességszabályozás,
- Követési távolság szabályozása,
- Járműoszlop szabályozás (platooning) [9] szerint.

A gyorsulásszabályozás célja, hogy a járművet megadott a_x gyorsulással mozgassuk. Amennyiben $a_x = 0$, úgy sebességtartásról beszélünk.

Sebességszabályozás esetén az irányítási cél egy adott sebességérték vagy sebességprofil lekövetése, $v_x = v_{xref}$.

Távolságszabályozás esetén a cél egy előttünk haladó járműtől való x távolság biztonságos értéken tartása, melyet általában követési idővel $\tau_k = x/v_x$ fejezünk ki. Ekkor az elől haladó jármű távolságát mérni szükséges, ezt a gyakorlatban kamera- vagy radarrendszerrel valósítják meg.

Ezen három szabályozási cél könnyen belátható viszonyban áll egymással, hiszen $\frac{dx}{dt} = v_x$, $\frac{dv_x}{dt} = a_x$. Az adaptív tempomat rendszer távolságszabályozást valósít meg, melybe a sebességszabályozás és gyorsulásszabályozás kényszerekként épülnek be.

A negyedik probléma egy járműoszlop együtt haladását feltételezi. Ekkor a cél a teljes járműoszlop szabályozása úgy, hogy a járművek kis követési távolsággal és nagy hatékonysággal haladjanak például autópályán, ugyanakkor az oszlopban előttük haladó jármű hirtelen vészfékezése esetén se szenvedjenek ráfutásos balesetet. Ez az ún. húr stabilitás (string stability) problémára vezet több járműből álló járműoszlop esetén, mely a követési távolság hiba járműoszlopon belüli terjedéséről szól. [10] Bizonyított, hogy amennyiben minden jármű csupán az előtte haladó jármű pozíciójáról rendelkezik információval, úgy a húr stabilitás nem garantálható, eléréséhez több jármű folyamatos kommunikációja szükséges. Ezért ez a probléma jelenleg az ipari alkalmazhatóságon kívül esik.

Hosszirányban a jármű egy nemlineáris, kauzális időinvariáns dinamikus rendszernek tekinthető, melynek bemenetei a gáz- és fékpedál állások, kimenete pedig a jármű gyorsulása, illetve sebessége. A járműmodellezés területén gyakran alkalmazott megoldások a második fejezetben kerülnek részletes kifejtésre.

A megvalósított szabályzó egy beágyazott rendszeren futó digitális kód, mely a megtervezett szabályzó algoritmus szerint avatkozik be a gáz- és a fékpedál állásba.

A szabályzó algoritmusokkal szemben támasztott elvárások [8] szerint:

- Alacsony online számítási igény beágyazott rendszereken,
- Könnyű átláthatóság és megérthető struktúra és működés számos felhasználói csoport számára (beszállítók, gyártók, felhasználók),

- Könnyű alkalmazhatóság különböző járművekre és különböző járműváltozatokra,
- Robusztusság a járműparaméterek és az úttulajdonságok változásaira,
- A paraméterek könnyű behangolhatósága.

A leggyakrabban alkalmazott szabályzó algoritmusok az arányos, arányos-integráló, arányos-integráló-deriváló visszacsatolások (P, PI, PID: Proportional, Proportional-Integral, Proportional-Integral-Derivative control), a modellalapú megközelítések, mint például az lineáris kvadratikus szabályzók (LQR: Linear Quadratic Regualtor), és a modell prediktív irányítások (MPC: Model Predictive Controller). A leggyakrabban alkalmazott szabályzó típusok általános összehasonlítása a 1.1 táblázatban található.

Szabályzó algoritmus	PID	LQR	MPC
Offline számítási igény	Alacsony	Mérsékelt	Magas
Online számítási igény	Alacsony	Alacsony	Magas
Robosztusság	Alacsony	Mérsékelt	Magas
Stabilitás	Paraméterektől függ	Helyes tervezés esetén garantált	Paraméterektől függ
Átláthatóság	Magas	Mérsékelt	Alacsony
Alkalmazhatóság eltérő változatokra	Alacsony	Alacsony	Mérsékelt
Hangolás bonyolultsága	Magas	Mérsékelt	Mérsékelt

1.1. táblázat. A leggyakrabban alkalmazott szabályzó algoritmusok összehasonlítása

A vezetéstámogató rendszerek ipari fejlesztése a V-modell szerint történik, mely biztonság- és minőségbiztosítási elveket tartalmaz.[5] Az irányítási struktúra beágyazott mikrokontrolleres környezetben valósul meg, melyet relatív kis számítási kapacitás és nagy megbízhatóság jellemez, utóbbi szükségességét ezen funkciók biztonságkritikussága indokolja.

A nagyfokú integráltság és alacsony számítási kapacitás a modellalapú és valósidejű optimalizációt végző MPC algoritmusokat nehezen teszi iparilag megvalósíthatóvá. Kutatások és fejlesztések során ezt a nehézséget nagy teljesítményű fedélzeti számítógépek integrálásával vagy felhőalapú megoldásokkal küszöbölik ki.[11] Előbbiek a szériában gyártott járműveknél nem gazdaságosak, utóbbiak kísérleti technológiák. Ennek eredményeképp a state-of-the-art kutatások és az ipari alkalmazás keretei közt jelentős eltérés mutatkozik. A fejlett vezetéstámogató rendszerekben rendszerint diszkrét munkapontokra linearizált közelítő modelleken és a valós járművön hangolt paraméterváltozós PI vagy

PID szabályzókat alkalmaznak.[8] Ezek hangolása drága mérnöki munkát igénylő feladat, stabilitásuk a hangolástól függ és performanciájuk nagyban függ a munkaponttól való esetleges eltérésektől. A hosszirányú járműszabályozás megoldásaival részletekbe menően a 4. fejezet foglalkozik.

1.2. Célkitűzés

A jelen kutatásban vizsgált nemlineáris változó erősítésű szabályozó algoritmus (NVGC: Nonlinear Variable Gain Controller) számos előnnyel rendelkezhet az iparban használatos szabályzókkal szemben, mivel kisebb túllövésekkel és nagyobb robusztussággal, valamint kevesebb paraméterrel, könnyebben behangolható módon lehet képes hasonló performanciát biztosítani mint a jelenleg alkalmazott szabályzók, míg alacsony számítási igénye miatt jobban alkalmazható lehet az iparban, mint a kutatásokban oly gyakran alkalmazott modellalapú megközelítések.

Jelen kutatás célja az NVGC algoritmus valós járművön való implementálása és tesztelése, performanciájának kvalitatív vizsgálata. Ehhez rendelkezésre áll egy Lexus RX450h utcai terepjárón (SUV: Sport Utility Vehicle) alapuló önvezető járműplatform az Autonóm Járművek Nemzeti Laboratóriumban, azonban a valós járműves tesztek megalapozandó és a kísérlettervezés elősegítése érdekében a szabályzott jármű rendszer szimulációját el kell végezni, melyhez a tesztjármű modellezése szükséges. Így köztes célként megfogalmazódik a járműplatform hosszirányú modellezése és az alkotott hosszirányú járműmodell validációja.

1.3. A dolgozat felépítése

A dolgozat felépítése a következő: az első fejezetben bemutatásra került a tématerület általános bevezetése és leszűkítése, a kutatás motivációja és a kitűzött kutatási célok. A második fejezet a hosszirányú járműmodellek szakirodalmának áttekintésével foglalkozik. A harmadik fejezetben a kutatás során fejlesztett hosszirányú járműmodell szükségességének, felépítésének, és validációjának bemutatása található. A negyedik fejezetben áttekintésre kerül a hosszirányú járműirányítási stratégiák szakirodalma. A fejlesztett, újszerű nemlineáris változó paraméterű szabályzó bemutatását és összehasonlítását taglalja az ötödik fejezet. A dolgozat zárásaként a hatodik fejezetben a konklúzió és a jövőbeli fejlesztési irányok kerülnek bemutatásra.

2. fejezet

Hosszirányú Járműmodellek: irodalmi áttekintés

“Remember that all models are wrong; the practical question is how wrong do they have to be to not be useful” – [12]

2.1. Bevezetés

A járművek modellezése kiterjedten kutatott és feldolgozott terület, számos modellezési céllal, melyek alapvetően határozzák meg a járműmodelleket, olykor egészen a modell szó értelmének szintjéig, ami általában, mint arra [13] rámutat, számos jelentéssel bír. Értelmezési lehetőségei közül jelen esetben talán a matematikai kifejezés, hasonló viselkedésű eszköz, rendszer tudományos leírása szinonimák a legmegfelelőbbek. A járműipari modelleken általában, de nem kizárólagosan matematikai összefüggéseket értünk, melyek valamely tulajdonságukban vagy működésükben a jármű sajátosságait hordozzák, annak viselkedését prediktálják vagy magyarázzák. Jelen dolgozat a hosszirányú járműszabályozással foglalkozik, így a járműszabályozás céljára létrehozott modellek kerülnek tárgyalásra.

A modellezési célon túl az alkalmazott tudományterület, mely felől a modellező személy a modellekészítésre tekint, szintén nagyban meghatározza a végeredményt, sőt olykor a teljes modellezési folyamatot is. A most következő áttekintésben e szempont szerint próbálom csoportosítani a jelentős modelleket és a legfontosabb modellezési elveket, valamint bepillantást nyerni a tudomány jelenlegi állásába (state of the art). Tudományterületek alapján elkülöníthetünk járműdinamikai, rendszerelméleti, adatalapú, és kevert- vagy interdiszciplináris megközelítéseket.

2.2. Járműdinamikai megközelítés

A járműdinamika a mozgó járműre ható erőkkel foglalkozó tudományág, egyben történetileg az első terület, melyen felmerült a járművek modellezésének igénye az 1910-es években. [14] A járműdinamikai megközelítésekben közös, hogy fizikai vagy matematikai törvényszerűségekből indulnak ki és a modellezni kívánt járműrendszert kisebb egységekre bontják, melyekre jelentős egyszerűsítések mentén matematikai egyenleteket írnak fel. Az alkalmazott módszereket bemutatja [15]. A modellezési eljárást tekintve megkülönböztetünk analitikus, empirikus és szemi-empirikus modelleket. A tranziens jelenségek figyelembe vétele alapján dinamikus vagy statikus modellekről beszélünk. A legfontosabb külön-külön tárgyalt jármű alrendszerek:

- Kerék-talaj kapcsolat,
- Járműtest,
- Felfüggesztés,
- Motor és hajtáslánc,
- Fékrendszer.

Ezek közül az időben is legkorább tárgyalt, és igen széles szakirodalommal rendelkező részegység a kerék talaj-kapcsolat, ami a pneumatikus gumibronccsal szerelt járművek menettulajdonságaira döntő szereppel bír. A területen alaplárnak számítanak [16] és [17]. A leggyakrabban alkalmazott analitikus modell a klasszikus "kefe" modell (brush model) [17] és a Dugoff-féle modell [18], az empirikus modellek közül kiemelendő a Burckhardt által bevezetett kerékmodell [19], míg a szemi-empirikus modellek közül a Pacejka által bevezetett Magic Formula modell [20] és variánsai, például a SWIFT modell [21]. Léteznek továbbá végeselemes szimulációkon alapuló modellek, mint például [22], de ezek általánosságban túl számításigényesek a valósidejű felhasználásokhoz. A modern kutatások elsősorban az egyes modellek továbbfejlesztésére [23], vagy azok hiányosságainak kiküszöbölésére, paramétereik könnyebb, pontosabb identifikálhatóságára törekszenek, mint például [24]. Általánosságban elmondható, hogy egy modell minél jobban megközelíti a valós járművek karakterisztikáját, annál több paraméterrel és nagyobb számítási igénnyel rendelkezik.

A járműtest modellezése során a járműdinamikában a newtoni egyenletek kerülnek felírása, hosszirányban általában a vonó- és fékerőn túl az emelkedési, gördülési, és légellenállást szokás ide sorolni. A területen irányadó irodalom [25] és [26]. A légellenállás modellezése rendszerint turbulens áramlást feltételezve zajlik, vagy kis sebességű modellek

esetén elhanyagolásra kerül, mint [27] esetén. A turbulens áramlásra vonatkozó összefüggés

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho A_f C_d V_{rel}^2, \quad (2.1)$$

ahol V_{rel} a jármű áramló közegtől vett relatív sebessége, A_f a jármű homlokfelülete, ρ a közeg sűrűsége, C_d a jármű légellenállási tényezője, katalógusadat. A pneumatikus kerék gördülési ellenállásának modellezése az 1973-as olajválság következtében, járművek gazdaságos üzemének előtérbe helyezésével nyert lendületet, a járműdinamika és az anyagtudományok határterületének tekinthető. [28]. A témában átfogó irodalom [29] és [30]. A járműirányítási célú modellekben leggyakrabban a sebesség függvényében konstans, vagy viszkózus jellegű, esetleg sebességben negyedrendű összefüggéseket alkalmaznak, a terheléstől, keréknyomástól és hőmérséklettől való függését leggyakrabban elhanyagolják, mint [25] vagy [8].

A felfüggesztések modellezése és vertikális járműszabályozás külön szakterület. Ezen belül elkülönítünk jármű felfüggesztés szabályozási, borulásgátlási és meredekségbecslési feladatokat. [31] A vertikális járműállapot a járműdinamikára az átterhelődések révén a kerék-talaj kapcsolatban átvihető maximális erők változásában van hatással. A leggyakrabban alkalmazott vertikális modellek a negyedjáromű, féljáromű és 7 szabadságfokú teljes jármű modellek. [32] Hosszirányú járműdinamikában gyakran elhanyagolják, vagy statikus átterhelődésekkel számolnak, mint [25].

A jármű hajtásláncok és motorok modellezésében a klasszikus megvalósítás a belső égésű motorral szerelt, orrmotoros, hátsókerék hajtású, kézi- vagy automataváltós jármű esete, melynek modellezését számos szakirodalom részletezi, például [25], [14], és [8]. A belsőégésű motorok modellezésének komplexitása az alkalmazástól függően drasztikusan változhat a részletes, hőtani folyamatokat is modellező eljárásoktól, melyeket motorvezérlők validációjára alkalmaznak, [33] az egyszerű időállandós taggal történő arányos modellekig, [8] vagy akár e részegységek elhanyagolásáig egyes hosszirányú járműirányítási célú modelleknél, ahol közvetlenül a kerekeken megjelenő vonóerőre szabályoznak, mint [34]. A hibrid járművek kommersziális előretörése az elmúlt húsz évben komoly változást hozott a klasszikus megközelítésekhez képest a hajtásrendszer felépítését és komplexitását tekintve. Az analitikus járműdinamikai megközelítésben ezt az egyes részegységek (belsőégésű motor, elektromos motorok, akkumulátorok és vezérlőegységek) külön-külön történő modellezésével és ezek megfelelő összekapcsolásával valósítják meg, mint [35].

A járműdinamikai szempontból a fékrendszerek modellezését azok biztonságkritikus szerepe, majd az ABS rendszerek elterjedése tette indokolttá. Ez a terület is széles körben kutatott, az ABS fékrendszer felépítését, és modellezését mutatja be például [36]. Az elektrifikáció térnyerésével egyre terjednek a pneumatikus rendszereket leváltó elektromechanikus megoldások, ezek modellezésére hoz példát [37]. Az ABS rendszerek fejlesztésén túl a fékrendszerek szerepe versenysportokban [38] és a teherszállításban is jelentős, utób-

biban a differenciális fékrendszerek magyar kötődésű kifejlesztése [39] az elmúlt 20 év eredménye.

A járműdinamikai modellek közös törekvése az elemzett rendszerek egyszerűsítése és fizikai elvek szerinti leképezése. Korlátaik összetett rendszerek esetén a nagy számítási igény, amit a rendszerhatárok és absztrakciós szintek helyes megválasztásával lehet kiküszöbölni, valamint a modellek paramétereinek meghatározása, ami komoly kihívás lehet az összetettebb dinamikai modellek alkalmazásánál. Az ilyen jellegű modellek értelmezési tartománya az őket felépítő részmodellek értelmezési tartományainak metszete, így a komplex modellek elkészítésénél szisztematikus eljárás célravezető.

2.3. Irányítástechnikai megközelítés

Az irányítástechnika tudománya a rendszert, mint absztrakt objektumot vizsgálja, s annak valamely tulajdonságait kívánja megadott minőségűvé vagy optimálissá tenni. Modern megközelítése a 60-as években fejlődött ki matematikai, elsősorban lineáris algebrai és variációszámítási eredményekre alapozva. [40]

Járműipari felhasználásai is ezen alapokon nyugszanak, így a járműrendszert lineáris algebrai kifejezésekkel, ritkábban átviteli függvények segítségével fejezik ki, amihez gyakran a járműdinamikából „készen kapott” modellek egyszerűsítéseivel, munkapontokra történő linearizálás útján jutnak. E modellezési eljárást remekül bemutatja [8], ahol a szerző a lineáris közelítő modelleket az összes jármű alrendszerre levezeti. A legfontosabb lokális linearizált hosszirányú járműmodellek a kerék-talaj tapadási tényező kerékcúszásban lineáris közelítő modellje [25], valamint a linearizált gyorsításra és fékezésre vonatkozó modellek melyeket [41] mutatja be. Mivel ezek a modellek mindig egy-egy munkapont szűk környezetében értelmezettek, elterjedt a lineáris paraméter változós (LPV: Linear Parameter Varying) modellek használata, amikor több, különböző munkapontra linearizált modell kerül alkalmazásra, ezek között kapcsolgatnak. A terület általános bemutatása [42]-ben, specifikus járműipari alkalmazásai [43]-ben és [44]-ban találhatók. A modellek és a valós nemlineáris viselkedés közti eltérést ilyen megoldásoknál az alkalmazott szabályzó robusztussága hivatott kiküszöbölni. Jelenleg az ipari megoldások zöme ilyen megközelítésre épül, ezek hátránya, hogy a számos linearizált modell tárolását meg kell oldani, így kevesebb tárterület marad a tényleges programkódok számára beágyazott környezetben.

Az irányítástechnikai modell értelmezési tartománya az alkalmazott munkapontok szűk környezetének uniója, így azok számának és elhelyezkedésének helyes megválasztása a modell, s az ezen alapuló szabályzók performanciájának szempontjából kritikus.

2.4. Adataalapú megközelítés

Az adattudomány igen fiatal tudományág, születése a 60-as évekre datálható. Tárgya a nagy mennyiségű adathalmazok feldolgozása, hasznosítása. Járműipari kutatási célú felhasználása az elmúlt 40 év, míg kommerciális használata az utóbbi 10 év fejleménye. [45] [46]

A járműmodellezés terén viszonylag újszerű megközelítésnek számít, az első ilyen célú modellek a 90-es évek elején kerültek publikálásra, de népszerűsége az elmúlt 5-10 évben ugrott számottevően. [47] Modellezési eljárása eltér a többi megközelítéstől. Neurális hálók (NN: Neural Networks) történő modellezés esetén a kiindulás egy valós járművön vagy járműveken, különböző üzemek közben felvett adathalmaz, melyre az alkalmazott háló a tanítás során „rátanul”, azaz paramétereiben alkalmazkodik a be- és kimenő adatok közti rejtett szabályosságokhoz. A folyamat az N -ed fokú polinom illesztés matematikai problémájával mutat analógiát. A neurális hálók tanításának alapvető nehézsége a túltanulás (overfitting) jelensége, mikor a háló a tanító adathalmaz speciális sajátosságaihoz is idomul, így bár az adott tanító adathalmazon jobb eredményt ér el, végső soron kevésbé jellemzi a modellezni kívánt rendszert. A probléma kiküszöbölésére a kezdeti adathalmazt tanító és validációs részhalmazokra szokás bontani. [48] A tanítás eredményeképp kapott háló nagyon kis számítási és helyigénnyel rendelkezik az eltérő megközelítésekben származó modellekhez képest, és számos helyzetben jól prediktálja akár erősen nemlineáris rendszerek működését is. A kapott modell performanciája erősen függ az adatok mennyiségétől, a neurális háló méretétől és felépítésétől valamint a kiindulási tanító paraméterektől. Ez a megközelítés jelenleg igen felkapott, számos cikk és kutatás születik a témában.

A neurális hálós járműmodellek értelmezési tartománya matematikai értelemben a tanító adatsorok által lefedett állapotok halmaza, ez jelenti ezen megközelítések egyik nagy hátrányát, mivel a folytonos állapot átmenetekkel rendelkező rendszerek esetén a véges nagyságú tanító adatsor sosem fed le maradéktalanul a várható működési állapotok halmazát, a lefedetlen szakaszok esetén pedig a kimenet és a valós rendszer viselkedésének konvergenciája nem garantált, így biztonságkritikus esetben önmagukban nem alkalmazhatók. Továbbá a neurális hálós modellek belső paraméterei legtöbbször nem rendelkeznek fizikai tartalommal, így a kapott modellek értelmezési tartományon kívüli extrapolálásának lehetősége csekély.

A felsorolt limitációk ellenére a terület rohamosan fejlődik, az adataalapú modellek jelentik a tudomány jelen állását. Néhány ilyen megoldás például [49], ahol általános felépítésű és fizikai elveket is figyelembe vevő NN modelleket hasonlítanak össze, és [50] ahol egy hibrid jármű NN modellje kerül bemutatásra.

2.5. Interdiszciplináris megközelítés

A járművek modellezése terén ígéretes új terület a kevert megközelítésű járműmodellek alkalmazása, ahol az egyes részegységek modellezése eltérő megközelítések szerint történik, s ezek megfelelő összehangolásával adódik ki a teljes modell. Példaként azon megközelítések sorolhatók ide, mikor az egyes részrendszerek NN alapú vagy átviteli függvény szerint adottak a saját lehatárolt feladatköreikkel, azonban a teljes modellt jól átlátható fizikai összefüggések vezérlik. Ez a terület még épp csak kibontakozóban van, kiteljesedése a következő évtizedekre várható. Egy ilyen alkalmazás például [51], ahol a kerék-talaj kapcsolat került NN modellezésre.

2.6. Konklúzió

A különböző tudományterületek szerinti járműmodellek külön-külön tárgyalása a tapasztalt olvasónak talán mesterkéltnek hathat, hiszen a járműirányítás területén az alkalmazott tudományágak egymást kiegészítve szerves egésszé állnak össze, melynek kicsúcsosodása a modern, mind szigorúbb regulációknak is megfelelő járműipar, de a területek elkülönítése a megközelítések közti elvi különbségek kidomborítását és egy egyszerű tanulság levonását szolgálja: Nincs tökéletes járműmodell, legfeljebb a mi alkalmazásunknak megfelelő.

3. fejezet

Saját járműmodell bemutatása

3.1. Motiváció, célkitűzések

Egy saját járműmodell kifejlesztését a projekt körülményei és a rendelkezésre álló infrastruktúra teszik indokolttá. Jelen kutatás célja a vizsgálni kívánt hosszirányú algoritmus valós tesztjárművön való implementációja és performanciájának vizsgálata, melyhez adott az Autonóm Rendszerek Nemzeti Laboratórium keretein belül az egy átalakított Lexus RX450h SUV, mint tesztjármű. Ez a 3.1 ábrán látható.

Ebben, mint a legtöbb modern gépjárműben, belső CAN-busz (CAN: Controller Area Network) hálózat található, melyen a járműben levő különböző érzékelők és vezérlőegységek egymással kommunikálnak. A technológiáról bővebben [8] ad tájékoztatást.

A tesztjárműbe egy, az AutonomouStuff által gyártott vezérlőegység (ECU: Electronic Control Unit) került utólagos beépítésre, melyen keresztül CAN-injektálással többek között az elektromos gáz-és fékpedálállások vezérelhetők. Ugyanezen vezérlőegység kifelé CAN-busz átjáróként szolgál, így ezen keresztül a jármű belső CAN üzenetei nem csak írhatók, de olvashatók is. Ez egy CAN hálózaton összeköttetésre került egy nagyteljesítményű számítógéppel. Ez párhuzamosan egy MATLAB/Simulink környezet és egy ROS (ROS: Robot Operating System) rendszer futtatására szolgál. Előbbi környezetben fut a szabályzó algoritmus, ami a lokális trajektória és a globális műholdas navigációs rendszer (GNSS: Global Navigation Satellite System) adatokból legyártja az elvárt gáz- és fékpedál állásokat és kiküldi azokat az ECU felé. Utóbbi a már említett CAN hálózaton kapcsolódik az ECU-hoz és a MATLAB/Simulink környezethez, valamint a járműbe helyezett GNSS egységekhez, továbbá ethernet hálózaton keresztül lézeres távérzékelő szenzoroktól (LiDAR: Light Detection And Ranging) és kameráktól is kap adatokat. A GNSS, LiDAR és kamera, valamint a járműtől az ECU-n keresztül CAN-en kapott odometria adatok alapján a ROS rendszer egy globális útvonalat tervez, majd ez alapján kinematikailag megvalósítható lokális trajektóriákat, melyeket CAN hálózaton átküld Simulinknek, melyben a szabályzó fut. Így épül fel a jármű szabályozása, mely az alacsony



3.1. ábra. Valós tesztjármű a BME St parkolóban

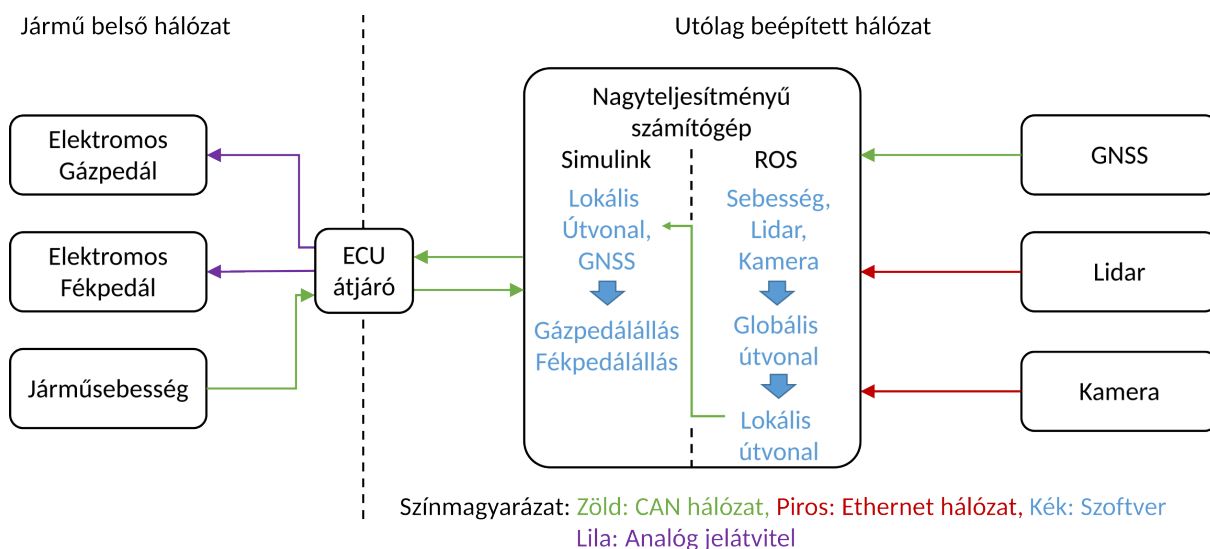
szintű hosszirányú szabályzó megvalósításának módját és rendszerhatárait meghatározza.

Egy MATLAB/Simulink nyelvű kód fejlesztése szükséges, melynek bemenete a kapott sebességreferencia és az aktuális sebesség m/s-ban, kimenete az elvárt gáz- és fékpedálállás dimenziótlan számként, a $[0, 1]$ intervallumban.

A járműplatformban levő számítógépek továbbá lehetővé teszik a CAN hálózatokon zajló kommunikáció rögzítését, így a legkülönbözőbb járműdinamikai és szabályzástechnikai mérések végrehajtását. A kísérleti járműrendszer felépítését a 3.2 ábra mutatja.

A járművel nagysebességű tesztek Zalaegerszegen, a ZalaZone tesztpályán végezhetőek. Ez operatív kihívást jelent, mivel a tesztjármű állandó tárolása, üzemeltetése és fejlesztése Budapesten történik, s az utazás tesztalkalmanként oda-vissza 5 órát vesz igénybe. Emiatt a valós járműves tesztek esetén különös fontossággal bír az implementált kódok előzetes hibamentesítése és a tesztelni kívánt funkciók működőképességéről való meggyőződés. Ez azt is jelenti, hogy előzetes fejlesztések, ötletviharok (brainstorming) megvalósítására helyben, tesztelés alatt nincs lehetőség, csupán előzetesen vagy utólag, ahogy a mért adatok azonnali feldolgozása és kiértékelése is erősen korlátolt.

A tesztjármű szimulált megvalósítása épp ezért már hosszú ideje cél. A projektben fejlesztés alatt áll a jármű digitális ikerkörnyezete, melyben a Jármű-ECU egység valamint a szenzoradatok CarMaker szimulációs környezettel kerülnek helyettesítésre, míg a felvázolt szabályzó struktúra változatlanul fut virtuális környezetben. Ez a megközelí-



3.2. ábra. A járműrendszer felépítése

tés azonban alacsony szintű szabályzások gyors implementációjára kevésbé alkalmas, főleg magas szintű szabályzások fejlesztésére és rendszerstruktúra fejlesztések tesztelésére kerül alkalmazásra. További hátránya a helyhez kötöttség: a digitális ikerkörnyezet bonyolult virtuális CAN és ROS hálózatokat tartalmazó felépítése miatt magas számítási igénnyel rendelkezik, futtatására két dedikált munkaállomás számítógép (workstation) szolgál, ezeket csupán a laboratóriumban helyben lehet igénybe venni.

Mindez indokolttá teszi egy alacsony szintű szabályzó gyors fejlesztésére alkalmas, kis számítási igényű, hordozható hosszirányú szimulátor szoftver létrehozását MATLAB/Simulink nyelven, mely alkalmas a szoftverhibák előzetes kiszűrésére, algoritmusok előzetes elbírálására.

A szimulátor szoftverrel szemben támasztott elvárások:

- Alacsony futásidő,
- Hordozhatóság,
- Valós járműhöz hasonló, nemlineáris viselkedés,
- MATLAB/Simulink implementáció,
- Modularitás, fejlesztetheység,
- A szabályzó szempontjából software-in-the-loop működés.

A szimulátor szoftver implementációjához a tesztjármű hosszirányú modellezésére volt szükség. Ezt járműdinamikai megközelítés alapján végeztem.

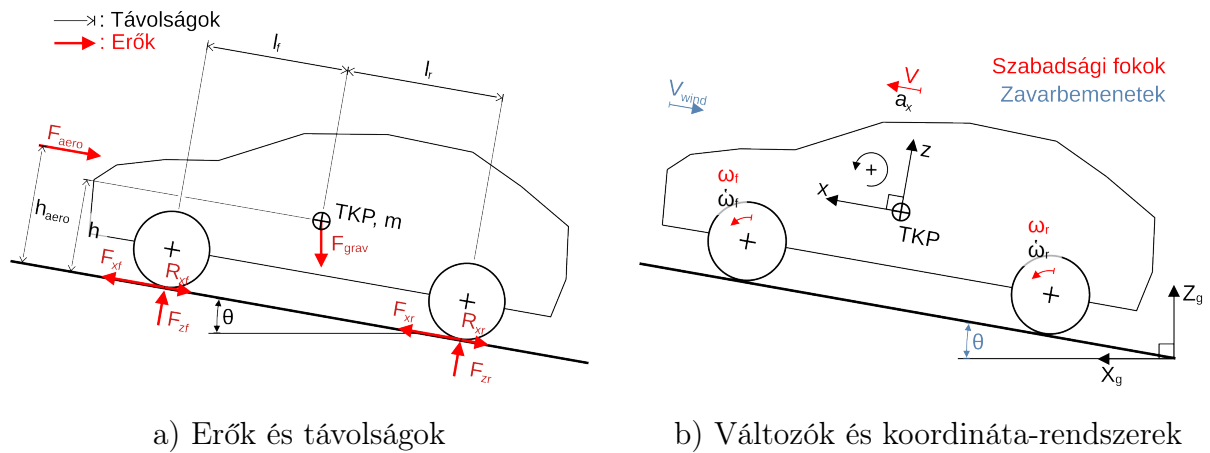
3.2. Járműmodell felépítésének bemutatása

Felelősségkizárás

A következőkben prezentált járműmodell önálló cikként a 2024-es Innováció és fenntartható felszíni közlekedés konferencián került bemutatásra. [52] Jelen dolgozat írásakor törekszem arra, hogy egy önmagában koherens és olvasható munkát készítssek, így a teljes járműmodell közlésre kerül a már lepublikált részekkel együtt. Az önplágium gyanúját kizárandó eredeti szándékom szerint a korábban publikált részeket szó szerint kívántam beidézni, azonban ettől többen is óva intettek, ezért az a megoldás kerül alkalmazásra, hogy valamennyi rész átfogalmazva kerül bele az itteni dolgozatba, továbbá a már lepublikált bekezdések és ábrák után minden esetben meghivatkozom a megjelent cikket. A járműmodell itteni bemutatása ugyanakkor részleteiben túlmutat az említett publikáción. Jelen dolgozatban igyekszem a modell felépítésének azon oldalát is részletezni, mely a cikkből – a terjedelmi korlátok okán – kimaradt.

3.2.1. Járműtest dinamikai modellezése

A jármű hosszirányú modellezése egy 3 szabadságfokú, síkban vett, merev dinamikai modellel történik, mely a 3.3 ábrán látható. A modell premisszái a sebesség és a kerekek szögsebességeinek pozitív vagy nulla értelme, és a kerekek felfüggesztés nélküli csatlakozása a járműtesthez. [52] A modell bemenetei a gáz- és fékpedálállások, kimenete a jármű hosszirányú gyorsulása, sebessége, illetve a megtett út.



3.3. ábra. Járműmodell elvi vázlata [52]

A járműhöz rögzített koordináta-rendszerben x irányban vett newtoni egyenlet szerint [52]:

$$ma_x = F_{xf} + F_{xr} - F_{aero} - (R_{xf} + R_{xr}) - F_{grav} \sin \theta \quad (3.1)$$

ahol TKP a tömegközéppont, m a jármű tömege, F_{xf} és F_{xr} az első, illetve a hátsó

kereken ébredő vonóerők, F_{aero} a légellenállás, R_{xf} valamint R_{xr} az első és hátsó kerekek gördülési ellenállása, és F_{grav} a nehézségi erő. A légellenállás a 2.1 egyenlet szerint kerül számításra azzal a kitétellel, hogy a levegő 15C°-on vett sűrűsége kerül alkalmazásra. A gördülési ellenállás modellje [52]

$$R_{xf} + R_{xr} = f_0(F_{zf} + F_{zr}) + f_1V + f_2V^2 \quad (3.2)$$

Itt f_0, f_1, f_2 identifikálandó paraméterek, F_{zf} és F_{zr} az első és hátsó kerékterhelések. [52] A gördülési ellenállás ilyenén modellezése azt a célt szolgálja, hogy az identifikáció során a gördülési ellenállás négyzetes tagja a légellenállás paraméterbizonytalanságából adódó pontatlanságok kompenzációját is magába foglalja.

3.2.2. Kerekek modellezése

A járműtest dinamikáját a kerekek és a talaj közti kölcsönhatások határozzák meg, így a következőkben bemutatásra kerül a kerekek modellje, mely döntően befolyásolja a járműmodell dinamikáját.

Függőleges kerékterhelések

A fékezéskor és gyorsításkor bekövetkező átterhelődések figyelembe vételéhez az alkalmazott modellben egy a gyorsulást feltételezve az első-, illetve hátsó kerék-talaj érintkezési pontokban egy-egy nyomatéki egyensúlyi egyenletet írhatunk fel a 3.4 ábrák alapján, melyből az egyes kerekek terhelései [52]

$$F_{zf} = \frac{F_{gravz}l_r - F_{gravx}h - F_{aero}h_{aero} - F_{accel}h}{l_f + f_r} \quad (3.3)$$

$$F_{zr} = \frac{F_{gravz}l_f + F_{gravx}h + F_{aero}h_{aero} + F_{accel}h}{l_f + f_r} \quad (3.4)$$

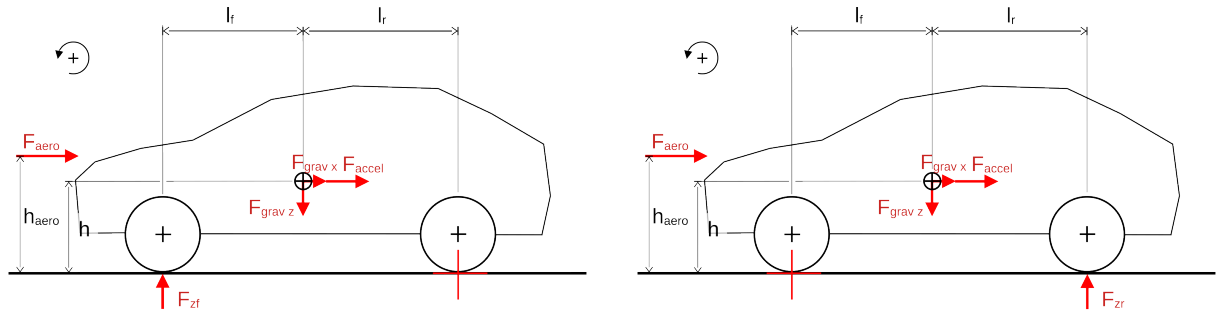
ahol F_{gravz} a nehézségi erő z irányú komponense, l_f és l_r a tömegközéppont első valamint hátsó tengelyektől vett távolságai, h_{aero} a légellenállás hatásvonalának távolsága a talajtól mérve, és h a tömegközéppont magassága a talajtól. [52]

Kerék kinetika modellezése

Az alkalmazott modellben a kerekek a járműtesthez rögzített, attól és egymástól is függetlenül forgó merev tárcsák, melyek mozgását az alábbi nyomatékegyenlet írja le a 3.5 ábrának megfelelően

$$J\dot{\omega} = T_{mot} - T_{fék} - F_x r_{eff} \quad (3.5)$$

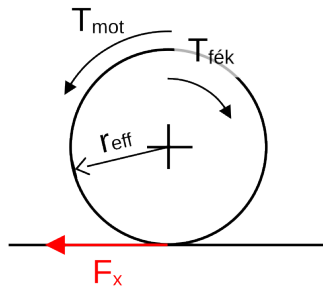
ahol J a kerék forgási tehetetlensége, $\dot{\omega}$ a kerék szöggyorsulása, T_{mot} a motorból jövő



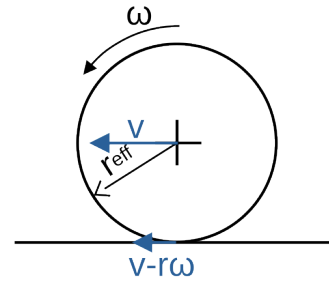
a) Nyomatéki egyensúly az első kerék körül b) Nyomatéki egyensúly a hátsó kerék körül

3.4. ábra. Ábrák a kerékterhelések meghatározásához

hajtónyomaték, $T_{fék}$ a fékezőnyomaték, F_x a kerék-talaj kapcsolatban fellépő erő, r pedig az effektív keréksugár. [52]



3.5. ábra. Kerék kinetikája



3.6. ábra. kerék sebességi viszonyai

Kerék-talaj kapcsolat modellezése

A kerék-talaj kapcsolatban ébredő F_x erő egy súrlódás jellegű erő, mely a függőleges kerékterheléssel arányos egy μ arányossági tényezőn keresztül.

$$F_x = \mu F_z \quad (3.6)$$

Az arányossági tényező a klasszikus súrlódási esettel ellentétben azonban nem állandó. A kerék tiszta gördülésekor a sebességpólus az érintkezési pontban van, ekkor nem lép fel erő. Ez azonban igen ritka eset, a kerék középpontjának sebessége ugyanis a jármű tömegközéppontjának sebességével azonos, míg a kerületi sebességet a nyomatékegyenlet határozza meg. A kerék-talaj érintési pontban vett relatív sebessége, az ún. csúszás (slip), illetve ennek aránya határozza meg a μ tényező nagyságát. A kerék sebességi viszonyai láthatóak a 3.6 ábrán.

Bevezetve az S csúszási arányt,

$$S = \frac{\omega r_{eff} - v}{\max(v, \omega r_{eff})} \quad (3.7)$$

összefüggést teremthetünk a F_x és F_z között. A szakirodalomban a csúszási aránynak nincsen egyetemes definíciója. A jelen modellben használt megfogalmazás lehetővé teszi a gyorsítás ($\omega r_{eff} > v$) és lassítás ($v > \omega r_{eff}$) eseteinek előjeles elkülönítését, miközben a csúszási arány mindkét szélső helyzetben, azaz egyhelyben forgás és a kerék blokkolva csúszása esetén is legfeljebb egységnyi abszolút értéket vehet fel, ami a kód implementálása szempontjából előnyös. [52]

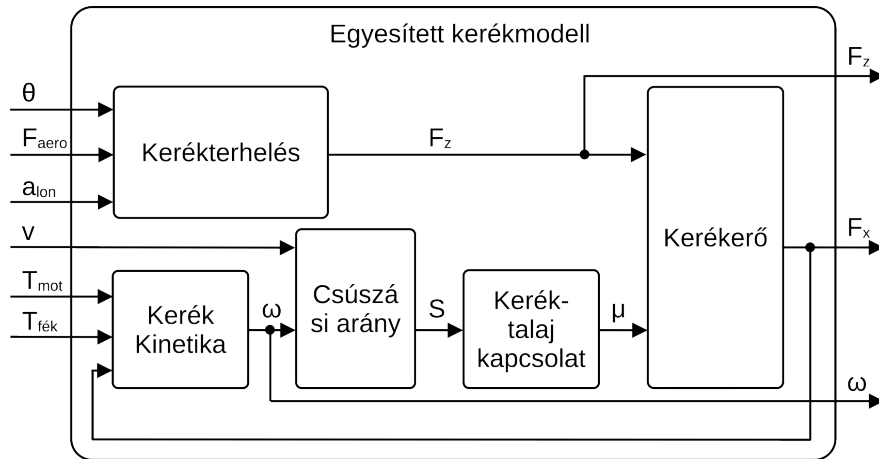
A $\mu(S)$ kapcsolat az ún. gumimodell, egy korlátos, erősen nemlineáris összefüggés, melyet a talaj és a gumiabroncs tulajdonságai határoznak meg. Az összefüggésre számos közelítő képlet létezik. Jelen modellben a Burckhardt féle összefüggést használom, mely

$$\mu(S) = c_1(1 - e^{-c_2 S}) - c_3 S \quad (3.8)$$

ahol c_1 , c_2 , c_3 a gumiabroncs és az útfelület minőségétől függő modellparaméterek. Ez a gumimodell $S < 0,6$ -es csúszási arányig jól leköveti a valós $\mu(S)$ görbét, felette a valós karakterisztikánál valamivel kisebb tényezőt eredményez. A modellben a kerék-talaj kapcsolatra száraz, aszfaltozott útfelületet és jó állapotú gumikat feltételezve a [Modellparaméterek] cikkből vett paraméterek kerülnek felhasználásra. [52]

Egyesített kerékmodell

A kerekek viselkedését leíró összefüggések megfelelő kapcsolásával egy komplex kerékmodell készíthető, mely közvetlenül felhasználható a járműdinamikai modellben. Ezen egyesített kerékmodell felépítése a 6. ábrán látható. A kapott modell tulajdonságait tekintve nemlineáris, állandósult állapotokra $S < 0,6$ esetén érvényes.



3.7. ábra. Egyesített kerékmodell blokkvázlata

3.2.3. Erőátvitel

A tesztjármű soros-párhuzamos hibrid rendszerrel és összkerékhajtással rendelkezik. A rendszer felépítéséről [Lexus hibrid felépítés] ad további tájékoztatást. E rendszerek pontos, mélyreható modellezése nem célszerű és a számos rejtett belső állapot miatt igen nehéz, így a hajtáslánc és motor modelljei fizikai megfontolásokkal, de alapvetően irányítástechnikai elvek mentén, blokkvázlatszerűen kerülnek megvalósításra. [52]

Hajtáslánc

A hajtáslánc redukciója két lépésben valósul meg. Első lépésként redukáljuk a soros-párhuzamos hibrid rendszert egy klasszikus összkerékhajtású rendszerre. Ekkor a különböző erőforrások egy virtuális motorra egyszerűsödnek, a hajtáslánc pedig egy váltónyomatékosztó soros rendszerre. Ebben a virtuális motor egy elektromos fokozatmentes váltóval (e-CVT: Electric Continously Variable Transmission) sorba kapcsolva határozza meg a menetdinamikát. A következő lépésben a redukáljuk az e-CVT váltót a virtuális motorba, ezzel egy leegyszerűsített modellt kapva, melyben egyetlen paraméter, a nyomatékosztási tényező határozza meg a hajtásláncot, ami megadja a motormodellből jövő nyomaték osztásarányát az első- és hátsó tengelyek között. [52] Eszerint

$$T_{motf} = \delta T_{össz} \quad (3.9)$$

$$T_{motr} = (1 - \delta) T_{össz} \quad (3.10)$$

ahol T_{motf} és T_{motr} az első és hátsó tengelyekre eső motornyomatékok, δ a nyomatékosztási tényező, $T_{össz}$ pedig a virtuális motor össznyomatéka.

Motormodell

A motor modellje a hajtáslánc redukció értelmében magába foglalja valamennyi erőforrást és az e-CVT váltót is. Bemenete a gázpedálállás, kimenete az össznyomaték. Két alapvető feltételezéssel él. Egyfelől, a motormodell által kiadott nyomaték egyenesen arányos a gázpedálállással egy arányossági tényezőn keresztül. Másfelől, a rendszer véges teljesítmény leadására képes. Az első feltétel szerint

$$T_{össz} = \alpha K_{mot} \quad (3.11)$$

ahol α a gázpedálállás. A K_{mot} tényező értéke magába foglalja a rendszer elemeinek maximális nyomatékát, valamint egy empirikus, gyorsulásra ható tényezőt.

$$K_{mot} = (T_{maxIC} + T_{maxEL}) \kappa_{acc} \quad (3.12)$$

Itt T_{maxIC} a belsőégésű motor maximális nyomatéka, T_{maxEL} az elektromos motorok maximális össznyoméka, katalógusadatok, míg κ_{acc} egy identifikálható hangoló paraméter. [52]

A másik alapfeltevés szerint a rendszer véges teljesítményt képes leadni. A kerekeken leadott teljesítmény

$$P = T\omega \quad (3.13)$$

szerint adódik. A rendszer maximális teljesítménye szintén katalógusadat, jelölje P_{max} . Feltéve, hogy jó közelítéssel valamennyi üzemállapotban képes ezt leadni,

$$T_{össz} \leq \frac{P_{max}}{\omega} \quad (3.14)$$

adódik. A motormodell bemente így meg kell kapja a kerékfordulatszámot is. Azonban az átterhelődések miatt a kerekek által átadható maximális erő nem azonos az egyes tengelyeken és előfordulhat, hogy gyorsításkor az első kerék kipördül majd exponenciális gyorsulásnak indul. Ezt elkerülendő a kerekek átlagos fordulatszáma kerül felhasználásra. A leadott teljesítmény továbbá a motorokon értelmezett, míg a modell a teljesítményét a kerekeken adja le. A hajtáslánc veszteségeire jellemző hangoló paramétert, ζ -t bevezetve

$$T_{össz} \leq \frac{P_{max}}{\zeta\bar{\omega}} \quad (3.15)$$

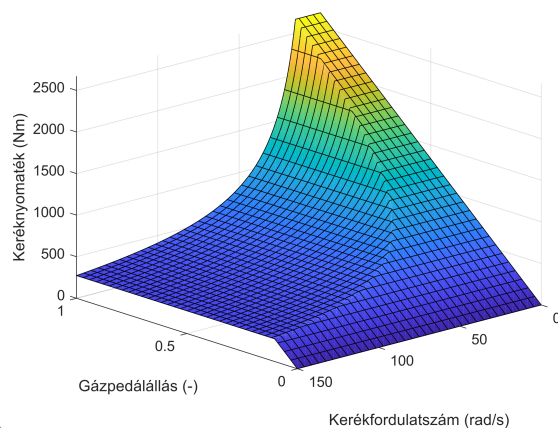
adódik. A 3.11 és 3.15 egyenletek felhasználásával a motormodell

$$T_{össz} = \min(\alpha(T_{maxIC} + T_{maxEL})\kappa_{acc}, \frac{P_{max}}{\zeta\bar{\omega}}) \quad (3.16)$$

alakban áll elő. [52]

A motormodell felfogható egy kétváltozós $f = f(\alpha, \bar{\omega})$ függvényként, ekkor az alkalmazott megközelítés egyik vetülete lineáris, míg másik vetülete $1/x$ jellegű. A modellben alkalmazott paraméterekkel vett motormodell kétváltozós függvényként való ábrázolása a 3.8 ábrán látható.

Ez a megközelítés állandósult állapotok esetén igen jó közelítést képes adni a valós járműdinamikára. A belsőégésű motor dinamikájának késéseit a valós járműben az elektromos motorok kompenzálják, így az, hogy a motormodell nem tartalmaz késleltetést, egy elég jó közelítés. Két területen azonban a motormodell jelentős eltérést mutat a valós rendszertől. Egyrészt az alapjáratú motornyomatékot nem modellezi, ezáltal az alapjáratú kúszást és haladás nem képes lekövetni, másrészt motorfékezésre sem képes. [52] Ezen problémák a motormodell jövőbeli továbbfejlesztésével kiküszöbölhetők.



3.8. ábra. Motormodell, mint kétváltozós függvény

3.2.4. ABS fékrendszer

A valós jármű ABS fékrendszerrel rendelkezik, ami a nagy dinamikájú és kritikus hosszirányú manőverek esetén nagy szereppel bír. Mivel az alkalmazott szabályzó algoritmusoknak képesnek kell lenniük vészfékezésre, ezért az azok előzetes hangolására szolgáló modellt szintén ABS fékrendszerrel kell ellátni.

A fékrendszer modellezésénél [36] volt az irányadó, bár a tényleges implementáció néhány elemében eltér az ott bemutatottaktól. [52]

A tervezés alapfeltevései a következők [52]:

- Az egyes tengelyek független ABS fékkörökkel rendelkeznek,
- A rendszer bemenete a fékpedálállás, kimenete az ezzel arányos féknyomaték,
- Az ABS 10km/h-s sebesség alatt nem aktív, a fékrendszer ilyenkor is működőképes,
- A fékrendszer nyomása egyenesen arányos a féknyomatékkal,
- Rendelkezésre állnak a kerekek fordulatszámai és a járműsebesség.

Az egyes fékkörök identikusak, modelljeik [36] megoldásához hasonlóan 3 részegységből állnak. Ezek a jelfeldolgozó egység, a logikai vezérlőegység, és a féknyomaték szabályzó.

A jelfeldolgozó egység és a logikai vezérlőegység [36] által leírt elven működik, az ABS rendszer slipre szabályoz a kerékfordulatszámok és járműsebesség alapján, s működés közben a slip értékét hivatott egy optimális zónában tartani a féknyomaték modulálásával.

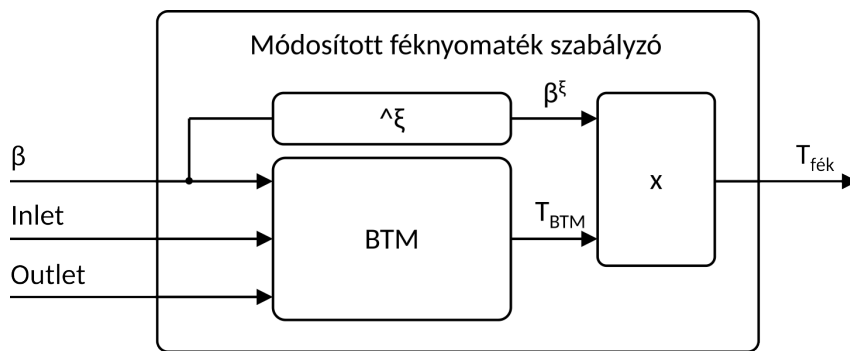
Az itt bemutatott ABS fékmodell elvi eltrése a [36]-féle megoldáshoz képest az, hogy míg ott a fékpedál bemenet binárisan a $[0;1]$ értékkészlet valamelyikét vehette fel, az itteni modellben a $[0,1]$ intervallumban folytonosan vehet fel értékeket a fékpedálállás, s a fékrendszer ezzel arányos féknyomatékat szolgáltat, akár csak a valós járművekben.

Ennek megoldásához a [36] által prezentált féknyomaték szabályozó (BTM: Brake Torque Modulator) részegység kerül kibővítésre. A fékpedálállással arányos jelleg megvalósításához a BTM modulból kapott féknyomatékot szorozzuk meg a fékpedálállás pillanatnyi értékével, illetve mivel az egyenes arányosság nem garantált, vegyük a β ξ -edik hatványával vett szorzatát, ahol ξ az arányosságra jellemző hangoló paraméter. A megoldást és a módosított féknyomaték szabályozót a 3.9 ábra szemlélteti. [52]

Azaz

$$T_{\text{fek}} = T_{BTM} \beta^\xi \quad (3.17)$$

ahol T_{fek} az adott fékkör féknyomatéka, T_{BTM} a [36] által bemutatott BTM féknyomatéka, β a fékpedálállás és ξ az arányosságot jellemző hangoló paraméter. A teljes fékrendszer modellnek azonban van még egy hangoló paramétere. Ez a BTM modul belső paramétere, $T_{BTM\text{MAX}} = T_{\text{fek max}}$ a maximálisan kivezérelhető féknyomaték. E két paraméter segítségével az ABS fékrendszer a valós tesztjármű fékarakterisztikájához hangolható.



3.9. ábra. A kibővített féknyomaték szabályzó blokkdiagramja [52]

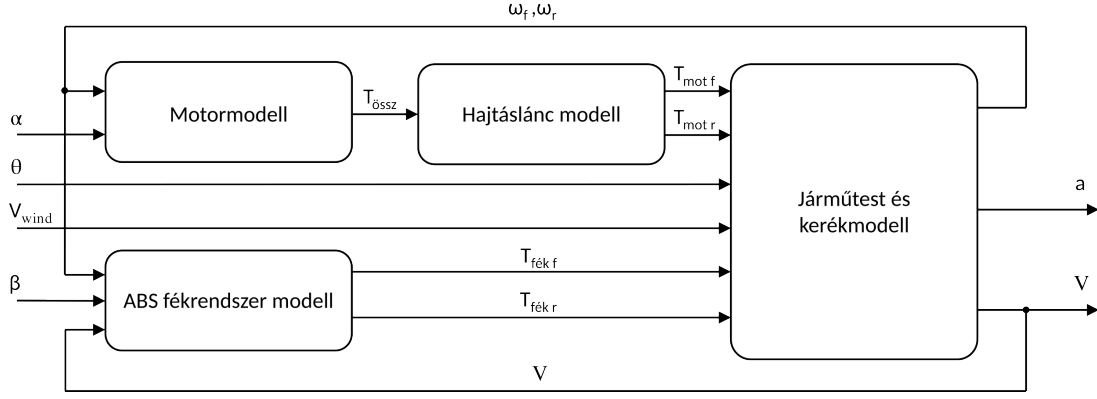
3.2.5. Teljes modell felépítése

Az egyes részegységek egy moduláris járműmodellt alkotnak, melynek bemenetei a gáz- és fékpedálállások, az út meredeksége valamint a szélsősebesség, kimenete a jármű gyorsulása és sebessége. Az egyes részegységek kapcsolata, egyben a modell felépítése a 3.10 ábrán látható.

3.2.6. Implementáció MATLAB/Simulink környezetben

A felvázolt hosszirányú járműmodell MATLAB/Simulink környezetben kerül megvalósításra. Ennek során három részletre érdemes kitérni, ezek a disszipatív erők megfelelő viselkedésének biztosítása, a 0-val való osztás elkerülése és az alkalmazott megoldó kérdése.

A disszipatív erők esetében gondoskodni kell arról, hogy azok álló helyzetben, vagy annak kis környezetében ne tudják a modellt ellentétes irányba gyorsítani. [52] Ezzel



3.10. ábra. A teljes modell blokkvázlata

azért kell külön foglalkozni, mert a disszipatív erők a valóságban csak a relatív mozgásra hatnak, például az álló jármű fékezés hatására nem indul el hátrafelé, azonban a modellben a féknyomaték pusztán egy ellentétes értelmű nyomaték a hajtónyomataékhoz képest, így azt semmi sem gátolja meg, hogy ellentétes irányba forgassa a kerekeket. Ennek a problémának a megoldásaként bevezetésre kerül a disszipatív erőkre egy külön függvény.

$$D = \begin{cases} D_{max} & \text{ha } V \geq V_{min} \cup D_{max} \leq F \\ F & \text{ha } V < V_{min} \cap D_{max} > F \end{cases} \quad (3.18)$$

ahol D a modellezett disszipatív erő, D_{max} ennek a névleges maximum értéke, V_{min} egy választott minimális sebesség, ami alatt a jármű állónak tekinthető, valamint F a disszipatív erővel ellent tartó nem disszipatív erő a modellben. [52] Az így meghatározott disszipatív korrekciós függvény a fékerő és a gördülési ellenállás esetében kerül alkalmazásra, mivel - bár disszipatív jellegű -, a légellenállás elvileg képes álló helyzetből mozgásra készíteni a járművet.

A következő implementációs nehézség a változókkal való osztás esetén fordul elő. Ha az osztó paraméter változója pillanatnyilag zérus értéket vesz fel, úgy az osztás nem értelmezett és a szimuláció hibára fut. Ez a probléma szintén az álló helyzeti szélső helyzetben lép fel, továbbá a kerekek álló helyzetében is. Kiküszöbölése érdekében minden alkalommal, mikor változóval való osztás történik, a változót egy ún. biztonságos osztás függvénybe kell vezetni, melynek kimenete az osztás szempontjából biztonságos változó. Ez

$$B = \begin{cases} B & \text{ha } B \geq B_{min} \\ B_{min} & \text{ha } B \leq B_{min} \end{cases} \quad (3.19)$$

ahol B a bemeneti változó, B_{min} egy kellően kicsi, tetszőleges pozitív szám.

A harmadik probléma a Simulink megoldó megválasztása és paramétereinek felkonfigurálása, ami a szimuláció gyorsaságára és pontosságára van hatással. Ez a modell implementációja után, a paraméteridentifikáció előtt került meghatározásra empirikus,

iteratív folyamatban. A legmegfelelőbbnek ítélt modellbeállításokat és a modellparaméterek listáját a A.1 melléklet tartalmazza. [52]

3.2.7. Paraméteridentifikáció

Az előző alfejezetekben tárgyalt identifikálandó paraméterek valós mérési adatok felhasználásával kerültek meghatározásra. Az identifikáció a

$$C = \sum_{l=1}^N \sum_{k=1}^{k_{maxl}} \frac{(V_{lk} - \hat{V}_{lk})^2 + \frac{1}{2}(\sum_0^k V_{lk} - \sum_0^k \hat{V}_{lk})^2}{t_l} \quad (3.20)$$

költségfüggvény minimalizálásán alapul. Itt l a mérési adatsorok indexe, k a szimulációs lépésszám indexe, N az adatsorok száma, k_{maxl} az l -edik adatsor maximális lépésszáma, $k_{maxl} = fract_l \Delta t$, ahol t_l az l -edik mérés időbeli hossza, Δt a szimulációs lépésköz. V_{lk} az aktuális adatsorhoz és szimulációs lépéshez tartozó modellezett, míg $\hat{V}_{lk}$ az aktuális adatsorhoz és szimulációs lépéshez tartozó mért sebességérték. Továbbá, $V_{l0} = \hat{V}_{l0} \forall l$. [52]

Az eljárás lényege egy optimalizálás úgy, hogy egy algoritmus megadott kezdeti értékekkel lefuttatja a szimulációt, kiszámolja a költségfüggvényt, majd a keresett paraméterek módosításával újra és újra lefuttatja a szimulációt, míg a keresett paraméterek valamilyen beállítása mellett a költségfüggvény globális vagy lokális minimumát el nem éri. Ekkor visszatér a kapott paraméterekkel és a költségfüggvény értékével.

Mérések típusa	Algoritmus	Identifikált változók
Kifutás	patternsearch	$f_0 = 0,150$ $f_1 = 14,483$ $f_2 = 0,5397$
Fékezés	fmincon	$\xi = 2,089$ $T_{f\acute{e}k \max} = 5000$
Gyorsítás	patternsearch	$\kappa_{acc} = 3,297$ $\zeta = 5,620$

3.1. táblázat. A paraméteridentifikáció legfontosabb paraméterei és eredményei [52]

Az paraméteridentifikációt 3 szakaszban végződött a rendelkezésre álló mérések típusai és az identifikálandó paraméterek alapján. Először kifutásos mérések segítségével meghatározásra kerültek az f_0, f_1, f_2 gördülési ellenállás paraméterek. Ezt követően állandó fékpedálállás melletti fékmanőverekből származó mérésekkel identifikálva lettek a fékrendszer $T_{f\acute{e}k \max}, \xi$ paraméterei, majd állandó gázpedálállásokkal való gyorsulási mérésekből a motormodellben κ_{acc} és ζ . [52]

Az egyes identifikációs lépések jelentősége abban áll, hogy a kapott eredmények a következő lépésben a modellben kötött paraméterként megjelennek, így az identifikált paraméterek egymástól is függnnek, azaz $T_{f\acute{e}k \max} = f(f_0, f_1, f_2)$, $\xi = f(f_0, f_1, f_2)$ valamint $\kappa_{acc} = f(T_{f\acute{e}k \max}, \xi, f_0, f_1, f_2)$ és $\zeta = f(T_{f\acute{e}k \max}, \xi, f_0, f_1, f_2)$.

Az identifikáció eredményeit és legfontosabb beállításait a 3.1 táblázat tartalmazza. [52]

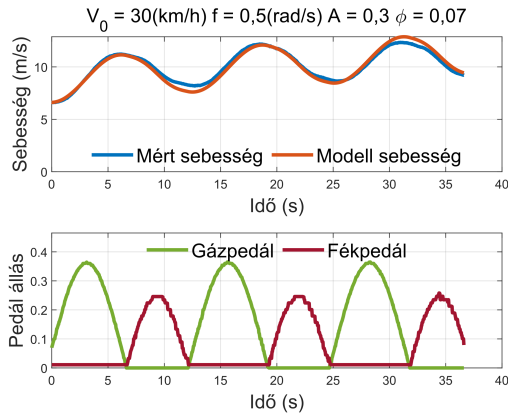
3.2.8. Validációs eredmények

Az identifikáció eredményeivel felparaméterezett modell a tényleges kísérlettervezés és szabályozóhangolás előtt validáción esett át. A validáció különböző szinuszos gáz- és fékpedál bemenetekkel felvett valós mérésekkel történt. A 3.11 ábrán négy példa kerül bemutatásra melyek jól szemléltetik a modell képességeit és limitációit. Az ábrákon balól jobbra a legjobb valamint a legrosszabb modell performancia szerepel, valamint két reprezentatív minta a modell átlagos teljesítménye körül. A tesztesetek közti jelentős eltérések oka döntően a nem modellezett motorfék hatás, mely nagyobb frekvenciás szinuszos bemenetek esetén nagyobb eltérést gyakorol. A validáció teljes eredményét a 3.2 táblázat tartalmazza, míg a végső modell valamennyi paramétere és beállítása a A.1 mellékletben található. [52]

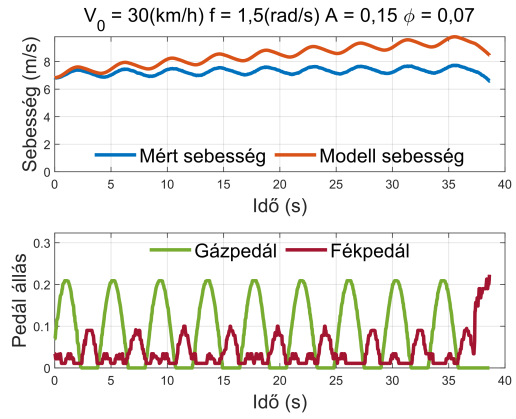
V_0 [km/h]	f [rad/s]	A [-]	ϕ [-]	$\frac{T_{sim}}{T}$ [%]	$V_{relpeak}$ [%]	V_{relavg} [%]	$X_{relpeak}$ [%]	X_{relavg} [%]
30	0,5	0,3	0,07	5,06	7,67	3,05	2,65	1,52
30	1	0,2	0,07	6,03	18,3	10,28	10,79	6,35
30	1,5	0,15	0,07	5,98	28,78	15,83	16,08	8,79
30	2	0,15	0,07	7,1	22,08	11,9	11,91	6,47
50	0,5	0,3	0,17	5,93	12,28	8,1	8,01	5,27
50	1	0,25	0,17	8,25	12,01	6,48	7,04	4
50	1,5	0,2	0,17	9,19	14,36	8,33	8,37	4,96
50	2	0,2	0,17	10,24	13,62	7,76	7,63	4,42

3.2. táblázat. Validációs eredmények [52]

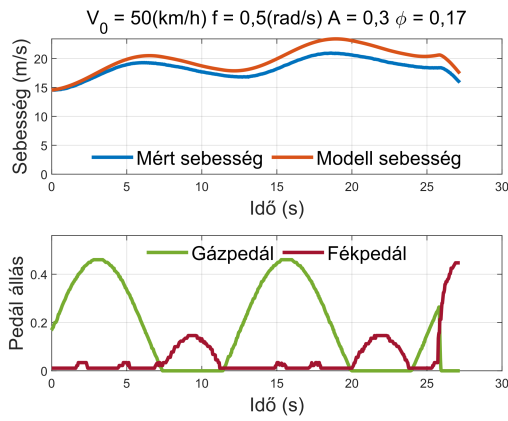
Az alkalmazott jelölések: V_0 a validációs adatsor kezdeti sebessége, f a mérés szinuszfüggvényének frekvenciája, A az amplitúdója, ϕ a gázpedál kezdő fázisa. Az alkalmazott metrikák: $\frac{T_{sim}}{T}$ a szimuláció futásidejének és a valós mérés idejének hányadosa, mely a szimulációs sebességet jellemzi (a kisebb jobb). V_{relavg} az átlagos relatív sebességhiba, $V_{relpeak}$ a pillanatnyi relatív sebességhibák maximuma, X_{relavg} a megtett út átlagos relatív hibája, $X_{relpeak}$ a pillanatnyi megtett utak relatív hibáinak maximuma. Valamennyi metrika %-ban értendő. [52] Megjegyzendő, hogy a validációs eredmények Intel Core i7 6600U processzorral és 16Gb memóriával rendelkező számítógéppel kerültek kiértékelésre, a futásidő arányok erre a hardverre reprezentatívak.



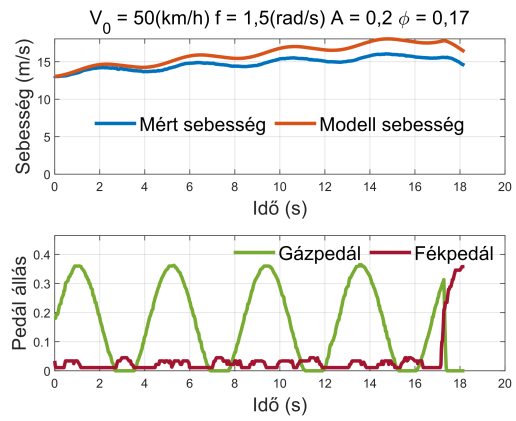
a) Legkisebb eltérés [52]



b) Legnagyobb eltérés



c) Átlaghoz közeli eltérés



d) Átlaghoz közeli eltérés [52]

3.11. ábra. Reprezentatív modell performanciák a validációs adatsorokon

3.3. Konklúzió, alkalmazhatóság

A validációs eredmények alapján a járműmodellt alkalmasnak ítélttem arra, hogy a el-
kezdődhessen az NVGC algoritmus előzetes tesztelése valamint a valós járműves tesztek
előkészítése. A modell további előnye, hogy a megtett utat túlbecsüli, így a hosszirányú
referenciasebességek előzetes tervezésekor a szükséges útfelület tekintében a biztonság
irányába téved. A kész implementáció a projekt saját GitLab oldalán MIT lincesz alatt
nyíltan elérhető.

4. fejezet

Szabályzó algoritmusok irodalmi áttekintése

4.1. Bevezetés

A hosszirányú járműirányítási feladat a 2. fejezetben bemutatott módon 3 alapeladatra osztható. A szabályozási cél, egyben a szabályzó bemenete ennek megfelelően lehet az elvárt gyorsulás, sebesség vagy követési távolság profil, esetleg ezek kombinációja. Továbbá az irányítandó rendszerek bemenetei között is nagy eltérések mutatkoznak. Olykor a gázpedálállás, máskor a motornyomaték igény jelenik meg bemenetként, de akár az elvárt kerékerő is lehet az irányított rendszer bemenete, egyben a szabályozott jellemző. Ennek megfelelően a tényleges szabályzók számos kombinációval rendelkezhetnek. Implementációjuk a megvalósítandó feladatok és elvárt funkciók alapján történik a V-moddal leírható struktúrában. A velük szemben támasztott elvárások:

- Alacsony online számítási igény, beágyazhatóság,
- Könnyű hangolhatóság,
- Robosztusság, hibatűrés,
- Alacsony implementációs mérnökóra költség.

Az ipari és a kutatási megoldások elsősorban a költségek minimalizálása és a beágyazhatóság mentén térnek el. E két kritérium alapvetően határozza meg az alkalmazott szabályzókat, így jelen fejezetben az alkalmazott hosszirányú szabályzók ipari és a kutatási megközelítések mentén kerülnek tárgyalásra.

4.2. Ipari megoldások

Az iparban a költségcsökkentés és beágyazhatóság megvalósíthatósága érdekében döntően Gain Scheduled PID alapú szabályzókat alkalmaznak. [53]

A Gain Scheduling (erősítés-ütemezés) megközelítés lényege, hogy a nemlineáris rendszerállapotok egyetlen modellel való lefedése helyett a rendszer LPV modellek egy csoportjával kerül modellezésre, leggyakrabban a modell állapotainak felosztásával, melyek a nemlineáris dinamika egyes munkapontjainak kis környezetére értelmezettek, s az ezekre hangolt PID jellegű szabályzócsalád kerül alkalmazásra, ahol az egyes szabályzók között a rendszerállapot függvényében kapcsolgatnak. A módszer előnye, hogy adott munkapont-ra – hosszirányú járműszabályozás esetén praktikusán adott sebességekre – a linearizálás mindig elvégezhető, s a kapott szabályzó kis számítási igénnyel rendelkezik. Elméleti hátránya, hogy a munkapontok közötti állapotokban a performancia akár drasztikusan eltérhet a munkapontbeli esettől, a rendszer stabilitása itt nem garantált. Ez a gyakorlatban megnövekedett mérnökóra számot jelent a fejlesztési és tesztfolyamatokban. [54] A Gain Scheduling módszerrel behangolt hosszirányú szabályzókra hoz példát [8], ahol a 19. fejezetben bemutatásra kerül a járműmodell adott sebességi állapotra történő linearizálása, valamint egy ilyen jellegű szabályzó felépítése. A szerző a gyorsulás-, sebesség- és távolságszabályozás problémáit külön szekciókban tárgyalja, kihangsúlyozva ezek lehetséges egymásra épülését, amennyiben az egyes szabályzási szintek kaszkád struktúrában egymásba ágyazhatók.

E megközelítés egy másik példája [55], ahol a szerzők Gain Scheduling PI és LQ szabályzókat implementálnak. Itt is kaszkád struktúrába szervezett szabályzókat alkalmaznak. Itt a belső szabályzó a sebességi állapot függvényében hangolt lineáris szabályzók között kapcsolgat, a külső szabályzó a sebességtartás és távolságtartás feladatok közötti váltásért felel. A tanulmány jó bepillantást nyújt a Gain Scheduling módszertan implementációjába.

Az ipari módszerek tekintetében az elsődleges szempont a költségek minimalizálása és a módszer egyszerű megvalósíthatósága, így a gyakorlatban a kutatásokban élen járó szabályzó megoldások nem mindig alkalmazhatók, s az új megoldások nehezen terjednek el. Ennek oka, mint arra a következő bekezdés rámutat, részben a bonyolult matematikai formalizmus, részben a nehéz valósidejű implementáció beágyazott környezetben.

4.3. Kutatásokban megjelenő megoldások

A kutatások többségében a hosszirányú sebességszabályozási feladatot MPC alapú szabályzókkal látják el. Ezeken túl léteznek optimális, robosztus és neurális hálókat alkalmazó megoldások is, valamint az ipari alkalmazásokban tárgyalt Gain Scheduled PID szabályzók is előkerülnek. Jelen dolgozatnak nem célja egy átfogó irodalomfeldolgozás, a

legmeghatározóbb irányok kerülnek rövid tárgyalásra néhány kutatási példával.

A hosszirányú szabályzások legnagyobb arányban MPC-vel kerülnek megvalósításra. A módszer lényege, hogy egy belső dinamikus modell alapján egy optimalizációs algoritmus véges előretekintési horizontra bizonyos korlátok mellett egy négyzetes költségfüggvényt minimalizál, s a valós rendszer a megoldásként adódó irányítójel vektort kapja meg bemenetként. A szabályozó ekkor az irányítandó rendszert iteratív optimalizációs folyamatban szabályozza, amennyiben a kapott vektor első elemét használják irányítási céllal, és a következő lépésben újra elvégzik az optimalizációt, melynek eredményéből megint az első elemet használják s így tovább. A módszer nagy előnye, hogy a szabályozó különböző kényszereket is képes kezelni mind a bemeneteken, mind a megengedett hiba tekintetében, valamint a Lyapunov-stabilitás elméletben garantálható. Hátránya, hogy implementációjához valós idejű optimalizáció szükséges, ami a jelenlegi beágyazott hardverkörnyezetben nem megoldott probléma. Az MPC megközelítés szerteágazó területéről és részletes matematikai felépítéséről az érdeklődő olvasó [56] vagy [57] könyvekből kaphat részletes tájékoztatást.

Ilyen megoldás található [58]-ban, ahol egy hibrid MPC struktúra valós tesztjárművön történő implementációja és a rendszer performanciájának vizsgálata kerül bemutatásra. A [59] cikkben a szerzők valós kerékdinamikák tanulmányozása után Gain Scheduled MPC szabályzókat implementálnak és tesztelnek szimulációs környezetben. [60]-ben egy nemlineáris MPC algoritmussal egyréteges ACC rendszert fejlesztenek, majd ezt egy nemlineáris járműmodellen tesztelik. A [61] cikkben egy MPC alapú kooperatív ACC rendszert prezentálnak, ami MATLAB szimulációs környezetben bízató eredményeket produkál üzemanyag-fogyasztás csökkentés terén.

Kevésbé meghatározó, de említésre méltó megközelítés az optimális vagy LQ szabályzás. Ez egy állapotvisszacsatolásos szabályozási technika, ahol az MPC-hez hasonlóan egy lineáris modellre történő költségfüggvény minimalizálás adja a függvény hangolását, azonban ez végtelen előre tekintési horizonttal történik és offline elvégezhető, így a behangolt szabályozó algoritmus könnyen beágyazható. A módszer előnye, hogy aszimptotikusan stabilis, továbbá, hogy az előre megállapított súlyozó paraméterek arányában a beavatkozás garantáltan optimális. Hátránya, hogy arányos jellegéből fakadóan önmagában alkalmazva mindig fellép maradó hiba is, valamint hogy hangolása nemlineáris rendszerek esetén nehezebb a klasszikus PID megközelítéseknél. Ilyen hosszirányú szabályzást mutat be [62], ahol a szerzők egy LQ hosszirányú sebességekövető szabályzót implementálnak és valós járműves tesztekkel validálják is azt.

A témában érdekes összehasonlító cikk [55], ahol a szerzők egy szimulált tesztteseten hasonlítják össze a Gain Scheduled PID és Gain Scheduled LQ szabályzások ACC rendszerben való alkalmazását. Az összehasonlítás alapján a két megközelítés igen hasonló performanciát nyújt.

Az NN megoldások szintén népszerűek a nemlinearitások kezelésében a kutatások te-

rén, azonban ezek ipari alkalmazása közvetlen kontrollalgoritmusként nem jöhet szóba, mert a hálók kimenetének stabilitása nem garantált a működési tartományban, így az ADAS rendszerek biztonságkritikus alrendszereiben nem használhatóak felügyelet nélkül.

[63]-ben a szerzők egy NN hosszirányú modell alapján terveznek csúszómód szabályozót sebességszabályozásra, majd a tervezett nemlineáris szabályzást szimulációs környezetben értékelik. Egy másik cikkben, a [64]-ben a szerzők megerősítéses tanuláson alapuló kooperatív ACC rendszert fejlesztenek, melynek működését szimulációval validálják.

A hosszirányú járműirányítási probléma természetesen számos más módon is megközelíthető. Az egyedi megoldások közül kiemelendő [65], ahol a szerzők a járműmodellből közvetlenül vezetnek le a szabályozó algoritmust részlegesen önműködő ACC rendszer fejlesztése során.

4.4. Konklúzió

Bár a konkrét implementációk ipari titoknak számítanak, azonban az iparban járatos mérnökök publikus munkái és beszámolói alapján a kutatásokban használt és gyártásra kerülő irányítási stratégiák között egyértelmű törésvonal rajzolódik ki. A kutatásokban alkalmazott szabályozók nem, vagy csak elvétve jelennek meg kereskedelmi forgalomban. Úgy vélem, ennek elsődleges oka a motivációs különbség, amennyiben a gyártók célja a költség-hatékony gyárthatóság és az implementációs költségek alacsonyan tartása, ezzel szemben a tudományos megközelítés jóval elméletibb megfontolásokkal foglalkozik, mint a matematikailag garantált stabilitás vagy az optimalitás. Ugyanakkor az autóipari profitráták zsugorodásával a költségminimalizálás elve szerint a gyártók a költséges Gain Scheduling PID megoldások felől olcsóbb, könnyebben hangolható megoldások felé terelődnek. A szűk keresztmetszet a cégek kockázatvállalása, mely meghatározza, mennyire hajlandók új megoldásokkal próbálkozni. A kutatási irányok különös módon nagyrészt figyelmen kívül hagyják ezt az igényt. Az MPC megoldások nem jelentenek olcsóbb alternatívát a Gain Scheduled PID-khez képest, mivel a valósidejű futtatáshoz szükséges hardver óhatatlanul nagyobb költséggel jár, míg az LQ alapú megoldások a gyakorlatban nem kínálnak performancia vagy költségelőnyöket a PID szabályzókkal szemben, így a gyártók vonakodnak az eltérő megközelítésre való áttéréstől és a járulékos fejlesztési költségektől. Az egyre szigorodó jogszabályi keretrendszerben logikus igény mutatkozik egy olcsóbb, megbízható hosszirányú járműszabályozási megoldásra.

5. fejezet

Az NVGC algoritmus, mint hosszirányú sebességszabályzó

A nemlineáris változó erősítésű szabályzó algoritmus egy robusztus adaptív szabályozás [66] alapján.

Az algoritmust a szerző változó inerciájú, illetve nyomatéktényezőjű villanymotoros szervó esetére úgy vezette be, hogy a zárt, visszacsatolt kör garantálja a lineáris működést. Az ehhez használt visszacsatolás a pozícióhiba négyzetgyökével arányos. Eredeti alakjában:

$$\sigma = k_1^R \operatorname{sgn}(e)(\sqrt{|e| + \kappa^2} - \kappa) \quad (5.1)$$

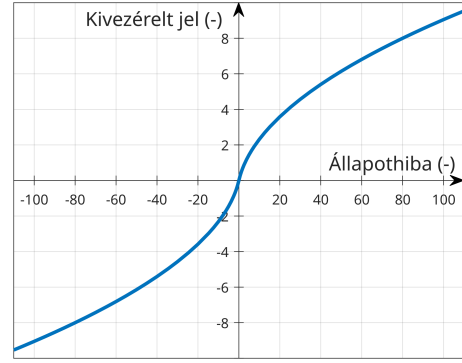
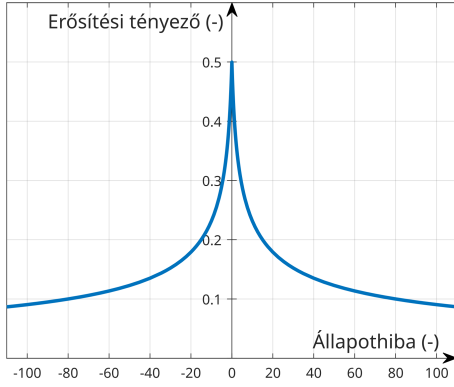
ahol e az állapothiba, σ a kivezérelt jel,

$$\kappa = \frac{k_1^R}{k_2^R} \quad (5.2)$$

és k_1^R és k_2^R , két pozitív hangoló paraméter. Az R (root) felső index az NVGC szabályozásra utal. Az algoritmus működése egy arányos visszacsatolás analógiájával vizsgálható. Ekkor az NVGC algoritmus a következő alakban értelmezett:

$$\sigma = K_{ekv} e . \quad (5.3)$$

Ekkor $K_{ekv} = f(\frac{1}{\sqrt{e}})$, innen ered az elnevezés. Az egységnyi paraméterekkel rendelkező NVGC algoritmus hiba függvényében változó ekvivalens erősítési tényezője és kivezérelt jele a 5.1 ábrán látható. Járműirányítási célú alkalmazásának ötlete abból a megfontolásból ered, miszerint a valós járművezetők gázpedálhasználatára hasonló trendet mutat, mint az NVGC ekvivalens erősítési tényezője: a jármű minél közelebb van az elvárt sebességhez, a járművezető annál nagyobb figyelmet fordít a gázpedál megfelelő pozícióban tartására.



a) Erősítési tényező a hiba függvényében

b) Kivezérelt jel a hiba függvényében

5.1. ábra. Egységnyi paraméterekkel rendelkező NVGC algoritmus tulajdonságai

5.1. Implementáció MATLAB/Simulink környezetben és előzetes tesztek

A bemutatott algoritmus tesztjárművön való alkalmazásához némi változtatásra van szükség, hogy a jármű hosszirányú irányításra szolgáló gáz- és fékpedál bemenetein a $[0,1]$ tartományban szolgáltatson kimeneteket.

Az NVGC algoritmus visszacsatolós sebességszabályzóként való implementációja során a referencia és valós sebességek különbségeként áll elő az 5.1 egyenletben szereplő e sebességhiba, mint a szabályzó bemenete:

$$e = V_{ref} - V . \quad (5.4)$$

A 5.1 egyenlet kimenete előjel szerint kerül elkülönítésre.

$$\alpha = \sigma[\sigma > 0] \quad (5.5)$$

$$\beta = -\sigma[\sigma \leq 0] \quad (5.6)$$

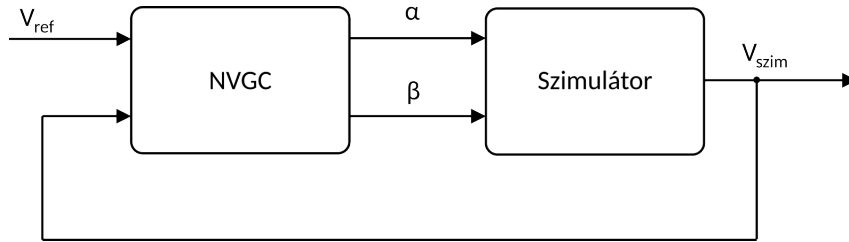
ahol $[]$ az Iverson-zárójelet jelöli. Ekkor a kimeneten pontosan az egyik pedálon jelenik meg beavatkozás. A beavatkozás nagyságát ezen túl a $[0,1]$ intervallumban kell tartani, így a gáz- és fékpedálok esetében is a szabályzó kimenete 1-ben maximálva van. Ezzel a ténylegesen implementált NVGC szabályzót leíró egyenletek:

$$\alpha = \min(\sigma[\sigma > 0], 1) \quad (5.7)$$

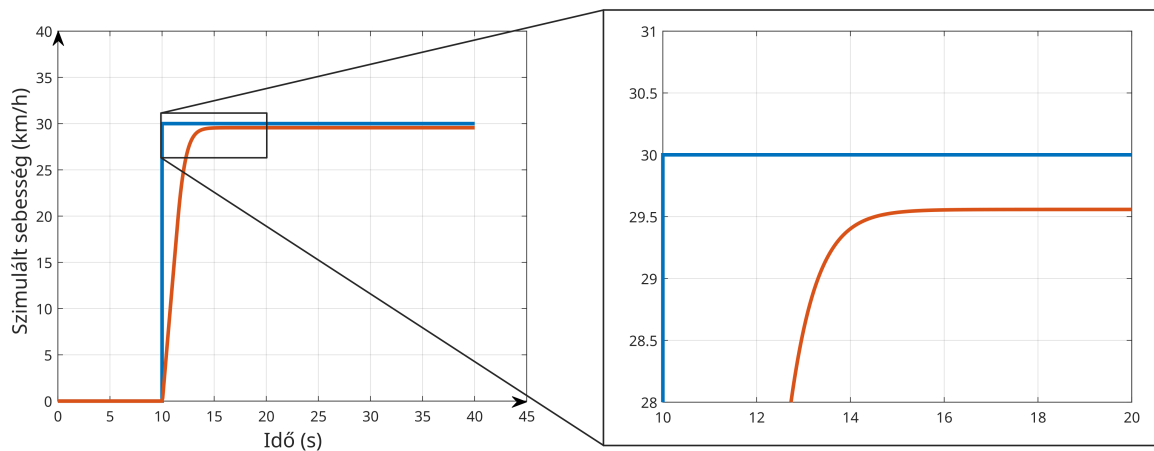
$$\beta = \min(-\sigma[\sigma \leq 0], 1) . \quad (5.8)$$

A visszacsatolással szabályzott rendszer blokkdiagramját a 5.2 ábra mutatja. Az így

felépített szabályzó 30 km/h-s ugrás referenciára szimulátoron, zavarbemenetek nélkül mutatott teljesítménye a 5.3 ábrán látható.



5.2. ábra. Az NVGC-vel szabályozott szimulátor blokkdiagramja



5.3. ábra. Egységnyi paraméterű NVGC szabályzó szimulátoron mutatott teljesítménye

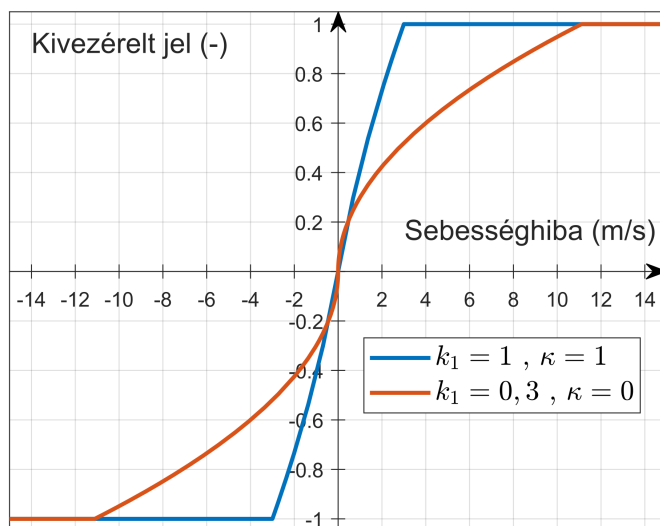
A szabályzó különböző empirikus ugrásválaszai alapján a κ érték alacsonyra választásával a maradó hiba jelentősen csökkenthető, s a legpontosabb jelkövetés κ zérus értéke esetén érhető el. Ez $k_2 \rightarrow \infty$ paraméter megválasztásával érhető el, vagy κ közvetlenül 0-ra választásával. Az előzetes tesztek alapján ez önmagában nem befolyásolja érdemben az állandósult állapotok stabilitását. A k_1 paraméter nagyságrendje a szabályzó agresszivitását befolyásolja. A 5.1 b) ábrán ez a függvény két végének meredekségét határozza meg, azonban mivel a tényleges szabályzó kimenetei a $[0,1]$ -ban értelmezettek, így a valódi kivezérelt jel tekintetében nagyon nagy k_1 értékek esetén a szabályzó egyre inkább bang-bang kontrollerként kezd viselkedni, a köztes nemlineáris karakterisztika tartománya lecsökken. A tesztek alapján ennek magas értékre választása a κ paraméter 0 értéken tartása mellett stabilitás problémákat és oszcillációt eredményezhet.

Mindez grafikusán, úgy fogalmazható meg, hogy a hiba függvényében kivezérelt jel tekintetében k_1 a nemlineáris görbe meredekségét, egyben a nemlineáris tartomány szélességét határozza meg, míg a κ tényező 0-ban lokálisan az óramutató járásával ellentétesen csavarja el a függvényt, egyben a nemlinearitás mértékét határozza meg. Mindez jól látható a 5.4 ábrán.

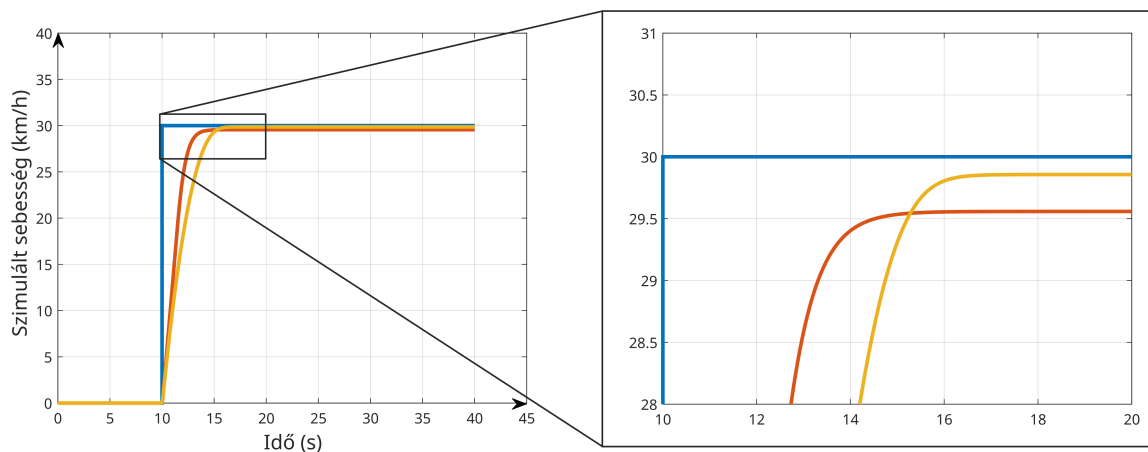
Ezen megfontolások alapján empirikus módszerrel a valós teszteken ténylegesen alkalmazott szabályzó hangolása

$$k_1 = 0,3; \kappa = 0 . \quad (5.9)$$

A hangolás előtti és utáni NVGC-k sebességhiba függvényében kivezérelt jeleinek és szimulátoron való teljesítményének összehasonlításai a 5.4 és 5.5 ábrákon láthatóak.



5.4. ábra. Hangolatlan és hangolt NVGC szabályozók kivezérelt jelei



5.5. ábra. Hangolatlan és hangolt NVGC szabályzó szimulátorban, 30km/h-s egységurgás referenciára mutatott performanciái

5.2. Kísérlettervezés

A valós járműves tesztek előtt el kell végezni a referenciák előkészítését, hogy a helyszíni tesztek zavartalanul zajlhassanak le. A tervezett tesztek a ZalaZone tesztpálya dinami-

kus platformján kerülnek végrehajtásra. Itt egy 740 m hosszú gyorsítósáv és egy 300 m átmérőjű körtárcsa áll rendelkezésre [67], ezért fontos, hogy az egyes mérések 1040 m-es úton megtehetőek legyenek, ugyanakkor a teszt pályán töltött idő hatékonyságának maximalizálásához fontos, hogy minél kevesebb teszt körből elvégezhető legyenek a mérések. A teszt pálya és a tervezett útvonal az 5.6 ábrán látható.



5.6. ábra. ZalaZone dinamikai platform és a tervezett útvonal [68]

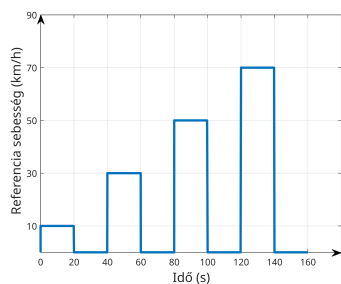
A szabályzó performancájának vizsgálatához 3 féle méréstípus kerül alkalmazásra. Álló helyzetből való, különböző sebességre történő egységugrások, progresszív egységugrások sorozatai, valamint szinuszos sebességreferencia.

Az álló helyzetből való különböző ugrás referenciák a szabályzó beállási sebességét, túllövésének mértékét, beállási pontosságát hivatottak vizsgálni, továbbá az adott sebességről álló helyzetbe történő ugrások egy másik fontos képességet: a vészfékezés esetét. A leggyakoribb közúti sebességek alapján 10, 30, 50, 70, valamint 90 km/h-s sebességek vizsgálata tűnik célszerűnek. Az egyes sebességek állandósult állapotainak beállításához ugrásonként 20 másodperces időablakok kerültek megállapításra. A tervezett referencia-sebességhez szükséges útfelület azonban meghaladja a rendelkezésre álló útfelületet, így a 90 km/h-s ugrás elhagyásával az 5.7 a) ábrán látható referenciasebesség adódik. Ennek az elméleti útszükséglete, azaz görbe alatti területe 888,88 m, míg a behangolt NVGC szabályzóval szimulációban szükséges úthossz 816 m. A szabályzott járműrendszer előzetes útfelület tesztjére azért van szükség, mert a bár tökéletes irányítás mellett az elméleti útszükséglet kisebb a rendelkezésre álló útnál, a szabályzó instabilitása vagy túllövései

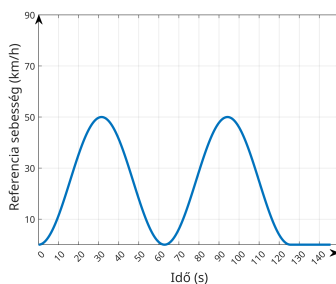
következtében a ténylegesen szükséges útfelület az elméletitől eltérhet, s akár annál jóval nagyobb is lehet. Mivel az NVGC szabályzó alapvetően arányos jellegű, így itt az elintegrálódás jelensége nem állhat fenn, azonban a szimulációs teszteket itt is érdemes elvégezni.

A szinuszos sebességreferencia az önvezető manőverek komplex sebességreferenciáinak lekövetését hivatott mérni, a sebességreferenciát leíró szinuszfüggvény amplitúdója és pozitív eltolása 25 km/h, körfrekvenciája 0,1 rad/s, kezdőfázisa $\frac{3\pi}{2}$. A rendelkezésre álló út két egymást követő teljes hullám megtételét teszi lehetővé, ez elméletben 873 m-es, szimuláció alapján 864 m-es útfelületet igényel. A szinuszos referencia az 5.7 b) ábrán látható.

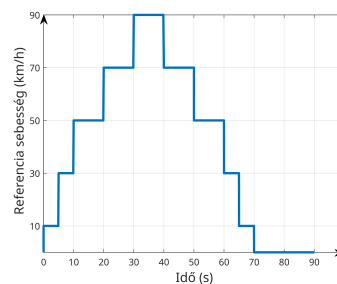
A harmadik referenciatípus átmenetet jelent az előző kettő között, egyben a valós ACC implementációkhoz közelebb áll. Itt az egyes ugrásreferenciák egymásba csatlakoznak, és felfoghatók egy görbe mintavételezett, nulladrendű közelítéseként. Ez az előző két referenciánál valamivel komplexebben jellemzi a szabályzót. A vizsgált tulajdonságok itt is a túllövés, a beállási idő és pontosság. Az egyes ugrások sebességei hasonló megfontolások szerint lettek kiválasztva, mint az álló helyzetű ugrásbemenetek esetében. Itt a szükséges út kritériuma az egyes sebességlépcsők időbeli hosszának megválasztásával került kielégítésre úgy, hogy a 90 km/h-s sebességlépcső benne maradjon a mérésben. A sebességreferencia elkészítése során fontos volt, hogy az legyen időben szimmetrikus. Az egyes sebességlépcsők 5 és 10 másodpercesek. A szükséges elméleti úthossz 1028 m, szimuláció alapján 1000 m-es útfelület is elegendő. A referencia az 5.7 c) ábrán látható.



a) Ugrások álló helyből



b) Szinuszos referencia



c) Egymást követő ugrások

5.7. ábra. Referenciasebességek

5.3. Valós járműves tesztek és eredményeik

A valós járműves tesztekre 2024.08.28-án került sor. A teszteket jó időjárási körülmények között, 31°C-os hőmérsékleten, szélcsendben és napsütésben végeztük a ZalaZone dinamikai platformon az 5.6 ábra szerinti úton.

Az ábrákon látható mennyiségek rögzítése CAN hálózaton történt, a 'Referencia' és 'Járműsebesség Simulinkben' változók a nagyteljesítményű számítógépen futó Simulink

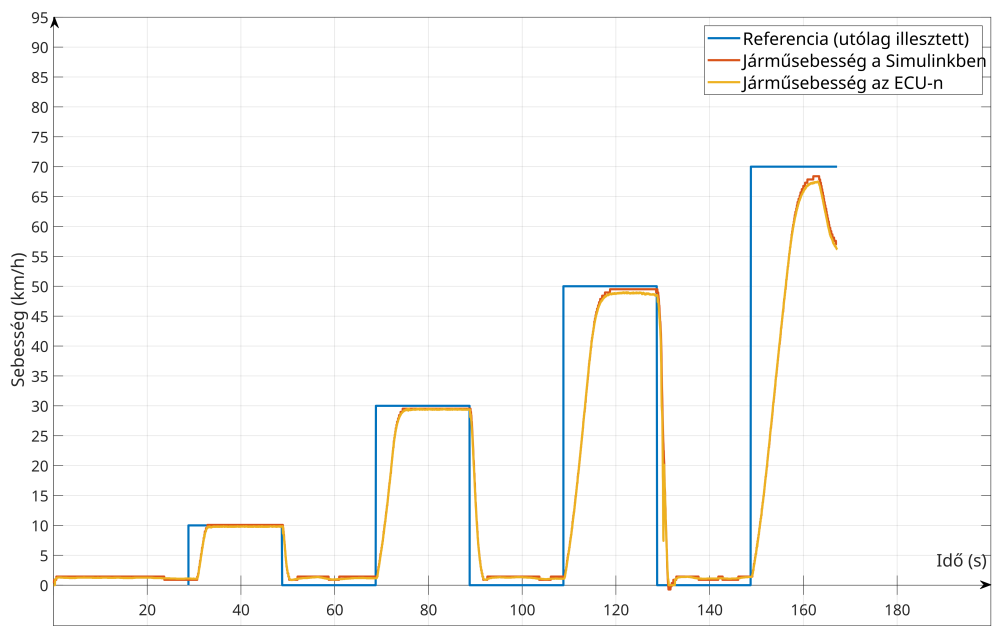
programból valók, a 'Járműsebesség az ECU-n' paraméter a jármű belső CAN hálózatából származik.

A mérések sorát az álló helyből történő ugrásokkal kezdtük, mivel fizikailag ezek voltak a legmegterhelőbbek. A referenciasebességet először a tesztsofőr követte le, majd sorra a tesztelt szabályozók következtek, köztük a bemutatott NVGC szabályzó. Megjegyzésre érdemes, hogy a nagy sebességekről történő vészfékezés az autóban tartózkodóknak igen megterhelő, ezért a 70 km/h-ról történő vészfékezéstől minden esetben eltekintettünk, és a tesztsofőr az utolsó vészfékezést megelőzően szándékosan manuálisan lefékezte a járművet, véget vetve a mérésnek.

A tesztek során tudomásunkra jutott egy szoftverhiba, aminek következtében a referencia jelek nem kerültek rögzítésre a CAN hálózaton. A hibát az okozta, hogy a referenciasebesség a 3.2 ábra szerinti felépítésű hálózatban a nagyteljesítményű számítógép Simulink kódrészében egy olyan pontra került beinjektálásra, ahonnan nem került kiküldésre a CAN hálózatra, így rögzítésre sem került. A hibát helyben kijavítottuk, azonban az álló helyből történő ugrásbemenetek esetét nem ismételtük meg, így ezekre az adatokra az elméleti ugrásbemenetek kerültek ráillesztésre, ezzel nem követünk el hibát, mivel itt a hirtelen fel- és lefutó élek lehetőséget kínálnak az ismert referencia adatsor valós válaszhoz illesztésére. A jelenség csupán az álló helyből való ugrásbemeneteket érinti.

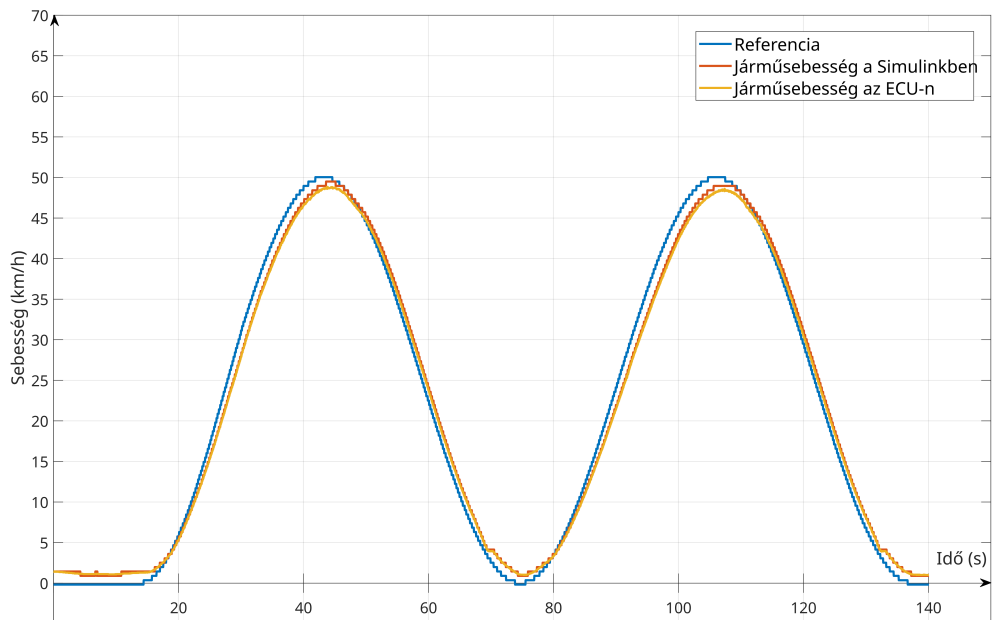
Az NVGC szabályzó álló helyből való ugrásokra mutatott performanciája az 5.8 ábrán látható. A szabályzó igen jó referenciakövetést és alacsony maradó hibát biztosít nagyon széles sebességtartományban, emellett arányos jellegéből adódóan vészfékezésre is kiválóan alkalmas. Érdemes megfigyelni, hogy az egyhelyben állásra azonban nem képes: a járműkúszás olyan mértékű álló helyzetben, hogy az algoritmus, bár némi fékhatást kifejt, ezt nem képes önmagában kompenzálni. Ugyanakkor érdemes megfigyelni, hogy a szabályzó az 50 km/h-ról való vészfékezés során képes állóra fékezni a járművet, mely azt sugallja, hogy az egy helyben tartás problémája mögött valóban az automataváltós járművekre jellemző kúszási jelenség áll.

Az álló helyzetből történő ugrásbemenetek után a szinuszos jelkövetés tesztjei következtek. Ezek a szoftverhiba felfedezését követően újramérésre kerültek, mivel bár a referencia ismert, annak folytonos változása miatt az elméleti referencia helyes illesztése nem lenne kivitelezhető. A mérési eredmény a 5.9 ábrán látható. Itt a követési performancia elsődleges mércéje maga a késés, amennyivel lassabban a szabályozó a szinuszhullámot leköveti. Az NVGC algoritmus ilyen téren is jó teljesítményt mutat. Itt is megjelenik a jármű álló helyzetben tartásának problematikája. Itt érdemes megfigyelni a referenciasebesség és a Simulinkben mért sebesség időben diszkrét, mintavételezett jellegét. Ez abból fakad, hogy a járműrendszerben a Simulink program állandó, megközelítőleg 30 Hz-es frekvencián fut és kimenetei is diszkrét értékek, ellenben a jármű belső CAN hálózatából jövő jóval nagyobb frekvenciás járműsebesség adatokkal. A két sebességérték különbsége a rendszer belső kvantálási hibája. A szabályzó által észlelt sebesség a Simulinkben



5.8. ábra. NVGC algoritmus ugrásokra mutatott performanciája

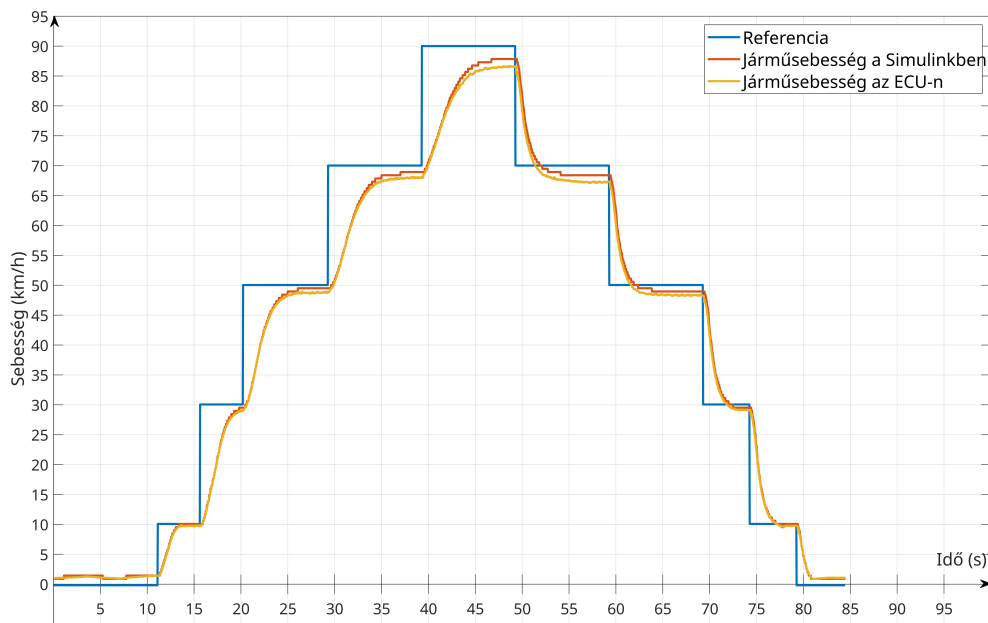
megjelenő, kvantálási hibával terhelt sebesség.



5.9. ábra. NVGC algoritmus szinuszos bemenetre mutatott performanciája

Az egymást követő ugrások tesztjei zökkenőmentesen zajlottak. Az NVGC szabályzóval mért eredmények a 5.10 ábrán láthatók. Az eredmények értelmezése során a koráb-

biakhoz hasonló, azokkal konzisztens következtetések vonhatóak le. A szabályozó igen jó beállási pontosságot biztosít: 90 km/h-s referenciasebesség esetén is hozzávetőlegesen 3 km/h-s azaz 3,3%-os maradó hibával rendelkezik, igen robosztus, amennyiben a tervezési sebesség háromszorosán produkálja ezt az eredményt, túllövéseket egyáltalán nem produkál. Ez utóbbi tulajdonsága járműszabályozás terén biztonságtechnikai szempontból kifejezetten előnyös.



5.10. ábra. NVGC algoritmus egymást követő ugrásokra mutatott performanciája

5.4. Konklúzió

Az elvégzett tesztek alapján az NVGC algoritmus alkalmasnak mutatkozik hosszirányú járműirányítási célokra, ráadásul a konvencionális szabályzókhoz képest számos előnnyel rendelkezik. Az algoritmus legfőbb előnye a nagy sebességtartományon mutatott robosztussága, a konvencionális megoldásokhoz viszonyított egyszerűsége és az alacsony számítási igénye, mely tulajdonságok a széleskörű ipari adaptáció lehetőségét vetítik előre, amennyiben egy már megoldott probléma olcsóbb megoldását szolgáltathatja az ipar számára. Ugyanakkor az NVGC algoritmusban rejlő lehetőségek ebben a dolgozatban épp csak felvillannak, az eredmények számos tovább tesztet és a leggyakrabban alkalmazott szabályzók részletes, kvantitatív összehasonlítását teszik indokolttá.

6. fejezet

A dolgozat konklúziója, fejlesztések jövőbeli irányai

Jelen dolgozatban egy újszerű, robosztus szabályzó algoritmus hosszirányú járműszabályozási célú implementációja és tesztelése, valamint a valós tesztek előkészítendő egy hordozható nemlineáris hosszirányú járműmodell kifejlesztése és validációja került bemutatásra.

A MATLAB/Simulink környezetben fejlesztett hosszirányú szimulátor szoftver valós járműves tesztekkel történő validációja alapján a modell a valós tesztjármű hosszirányú sebességét 8,97%-os átlagos abszolút hibával közelíti különböző szinuszos gáz- és fékpedál bemenetekre, előzetes tesztekre és kísérlettervezésre megfelelő.

A vizsgált nemlineáris változó erősítésű szabályzó algoritmus az elvégzett valós, nagy sebességű tesztek alapján alkalmazható hosszirányú sebességszabályozásra, és ipari alkalmazhatóságát tekintve komoly előnyökkel rendelkezik a konvencionális megoldásokhoz képest.

A fejlesztés jövőbeli irányai a dolgozat felépítéséhez illeszkedően két nagy egységbe szervezhetők.

Egyfelől cél a szimulátor szoftver továbbfejlesztése és a valós tesztjármű viselkedésének pontosabb szimulációja. Ezt a járműmodell részegységeinek továbbfejlesztése és/vagy kicserélése révén lehet megvalósítani. A modell legnagyobb gyengesége az alapjáratú kúszás és a motorfék hatás elhanyagolása. Ez a motormodell továbbfejlesztése révén modellezhető, melyre már vannak konkrét elképzelések. A járműmodell továbbfejlesztésének egy másik módja a nem modellezett tranziens átterhelődések modellezése. Ehhez egy dinamikus felfüggesztésmo­dell valamint egy dinamikus kerékmodell (például a SWIFT modell) implementációja szükséges. A járműmodell online, MIT licensszel elérhető. GitLab oldalának gondozása és fejlesztése kapcsolódó célként felmerül.

A célok egy másik csoportja az NVGC algoritmus további tesztjeivel, és továbbfejlesztésével kapcsolatos. Az augusztusi tesztek óta több különböző elképzelés is felmerült a performancia további javítására és a legnagyobb kihívások, nevezetesen az állandósult ál-

lapothiba kiküszöbölése és a kúszási probléma megszüntetése érdekében. Előbbi kihíváson egy egyszerű feedforward tag, mely a légellenállással arányos, az előzetes tesztek alapján sokat segít. Utóbbi problémára több elképzelés is született, azonban ezek tesztelése még elvégzendő feladat. Az NVGC algoritmus feljesztésénél alapvető kérdésnek mutatkozik, hogy mennyivel érdemes bonyolítani a szabályzót marginális performanciajavulások érdekében.

Köszönöm a kitartó olvasónak, hogy gondolatban elkísért ezeken a hosszú és fáradtságos mukával teli oldalakon. Remélem, közben gazdagodtunk valamivel.

Továbbá köszönet illeti a Széchenyi István Egyetemért Alapítvány Kuratóriumát, ami a dolgozat elkészítését a ZalaZone Járműipari tesztpályához történő hozzáférés biztosításával támogatta.

Irodalom

- [1] Jason Coffman, Raj Iyer és Ryan Robinson. *2023 Deloitte Automotive Supplier Study Transforming business models amidst rising operational challenges*. Deloitte Development LLC., 2023, 9–13. old. URL: <https://www2.deloitte.com/content/dam/Deloitte/it/Documents/consumer-business/deloitte-automotive-supplier-study-2023.pdf>.
- [2] William Chou és tsai. *Semiconductors – the Next Wave | Deloitte | TMT*. Techn. jel. 2019, 14. old. URL: <https://www2.deloitte.com/tw/en/pages/technology-media-and-telecommunications/articles/semiconductor-next-wave.html>.
- [3] Society for Automotive Engineers. „SAE J3016 - Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles”. *SAE International* 4970.724 (2021. ápr.), 41. old. DOI: 10.4271/J3016_202104. URL: https://www.sae.org/standards/content/j3016_202104/.
- [4] Publications Office of the European Union. *Regulation - 2019/2144 - EN - EUR-Lex*. 2019. URL: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2019/2144/oj>.
- [5] Hermann Winner és tsai. *Handbook of driver assistance systems: Basic information, components and systems for active safety and comfort*. Springer International Publishing Amsterdam, The Netherlands: 2015, 1–1602. old. ISBN: 9783319123523. DOI: 10.1007/978-3-319-12352-3.
- [6] Mercedes-Benz. *Automated driving revolution: Mercedes-Benz announces U.S. availability of DRIVE PILOT – the world’s first certified SAE Level 3 system for the U.S. market*. 2023. URL: <https://media.mbusa.com/releases/automated-driving-revolution-mercedes-benz-announces-us-availability-of-drive-pilot-the-worlds-first-certified-sae-level-3-system-for-the-us-market> (elérés dátuma 2024. 06. 29.).
- [7] Mercedes-Benz. *Introducing DRIVE PILOT: An Automated Driving System for the Highway*. Techn. jel. Mercedes-Benz Research & Development North America Inc., 2023. URL: <https://group.mercedes-benz.com/dokumente/innovation/sonstiges/2023-03-06-vssa-mercedes-benz-drive-pilot.pdf>.

- [8] Rolf Isermann. *Automotive control : modeling and control of vehicles*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2022, 642. old. ISBN: 978-3-642-39439-3. DOI: 10.1007/978-3-642-39440-9. URL: <https://link.springer.com/10.1007/978-3-642-39440-9>.
- [9] Margarita Martinez-Diaz és tsai. „Platooning of connected automated vehicles on freeways: a bird’s eye view”. *Transportation Research Procedia* 58 (2021), 479–486. old. ISSN: 2352-1465. DOI: 10.1016/J.TRPRO.2021.11.064. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352146521008231?via%5C%3Dihub>.
- [10] Shuo Feng és tsai. *String stability for vehicular platoon control: Definitions and analysis methods*. 2019. jan. DOI: 10.1016/j.arcontrol.2019.03.001.
- [11] Aakar Mehra és tsai. „Adaptive cruise control: Experimental validation of advanced controllers on scale-model cars”. *Proceedings of the American Control Conference*. 2015-July köt. Institute of Electrical és Electronics Engineers Inc., 2015. júl., 1411–1418. old. ISBN: 9781479986842. DOI: 10.1109/ACC.2015.7170931.
- [12] G E P Box és N R Draper. *Empirical Model-Building and Response Surfaces*. Wiley Series in Probability and Statistics. Wiley, 1987, 74. old. ISBN: 9780471810339. URL: <https://books.google.hu/books?id=Q02dDRufJEAC>.
- [13] Dr. Szücs Ervin. *A modellezés elmélete és gyakorlata*. Szolnok: Szolnoki Főiskola, 2000, 1–151. old. ISBN: 963-00-3415-8.
- [14] Thomas D. Gillespie. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1992. DOI: 10.4271/r-114. URL: <https://www.sae.org/publications/books/content/r-506/>.
- [15] Dieter Schramm, Manfred Hiller és Roberto Bardini. *Vehicle dynamics: Modeling and simulation*. 9783540360. köt. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014. nov., 1–405. old. ISBN: 9783540360452. DOI: 10.1007/978-3-540-36045-2.
- [16] E Fiala. *Lateral Forces at the Rolling Pneumatic Tire*. 1954. URL: <https://books.google.hu/books?id=B-wJngEACAAJ>.
- [17] Hans B. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics, Third Edition*. Elsevier, 2012. jan., 1–632. old. ISBN: 9780080970165. DOI: 10.1016/C2010-0-68548-8.
- [18] Howard Dugoff, P. S. Fancher és Leonard Segel. „An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance”. *SAE Technical Papers*. SAE International, 1970. febr. DOI: 10.4271/700377. URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/700377/>.

- [19] Manfred. Burckhardt és Jorns. Reimpell. „Radschlupf-Regelsysteme : Reifenverhalten, Zeitabläufe, Messung des Drehzustands der Räder, Anti-Blockier-System (ABS), Theorie, Hydraulikkreisläufe, Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR), Theorie, Hydraulikkreisläufe, elektronische Regeleinheiten, Leistungsgrößen”. (1993).
- [20] Hans B. Pacejka és Egbert Bakker. „The magic formula tyre model”. *Vehicle System Dynamics* 21.sup1 (1992. jan.), 1–18. old. ISSN: 17445159. DOI: 10.1080/00423119208969994. URL: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423119208969994>.
- [21] I J M Besselink és tsai. „The SWIFT tyre model: overview and applications”. *7th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. 2004, 525–530. old. URL: <https://research.tue.nl/en/publications/the-swift-tyre-model-overview-and-applications>.
- [22] Michael Gipser és Mario Baumann. *FTire on the Driving Simulator*. Techn. jel. Milano: cosin scientific software, 2018. URL: https://www.cosin.eu/wp-content/uploads/VI-grade_2018.pdf.
- [23] Luigi Romano, Fredrik Bruzelius és Bengt Jacobson. „Brush tyre models for large camber angles and steering speeds”. *Vehicle System Dynamics* 60.4 (2022. ápr.), 1341–1392. old. ISSN: 17445159. DOI: 10.1080/00423114.2020.1854320. URL: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423114.2020.1854320>.
- [24] Shilin Feng és tsai. „Parameter Identification of Magic Formula Tire Model Based on Fibonacci Tree Optimization Algorithm”. *Journal of Shanghai Jiaotong University (Science)* 26.5 (2021. okt.), 647–657. old. ISSN: 19958188. DOI: 10.1007/s12204-021-2354-9. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12204-021-2354-9>.
- [25] Rajesh Rajamani. *Vehicle Dynamics and Control*. Springer-Verlag, 2006, 471. old. ISBN: 0-387-26396-9. DOI: 10.1007/0-387-28823-6. URL: <http://www.springerlink.com/index/10.1007/0-387-28823-6>.
- [26] Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Application: Third Edition*. 3. kiad. Springer International Publishing, 2017. máj., 1–985. old. ISBN: 9783319534411. DOI: 10.1007/978-3-319-53441-1/COVER.
- [27] Luca Mereu. „Modelling of longitudinal vehicle motion during low-speed driving.” Dissz. Chalmers University of Technology, 2023, 101. old.
- [28] John Luchini. „ITEC 2010, Paper 7F1: Historical Perspectives on Tire Rolling Resistance”. (2010), 1–34. old.
- [29] Alan Neville Gent és Joseph D. Walter. *Pneumatic Tire*. U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, 2006, 708. old. URL: http://ideaexchange.uakron.edu/mechanical_ideas/854.

- [30] David E. Hall és J. Cal Moreland. „Fundamentals of rolling resistance”. *Rubber Chemistry and Technology* 74.3 (2001), 525–539. old. ISSN: 00359475. DOI: 10 . 5254/1.3547650.
- [31] Li Li és Fei-Yue Wang. „Advanced Vehicle Vertical Motion Control”. *Advanced Motion Control and Sensing for Intelligent Vehicles*. Boston, MA: Springer US, 2007, 185–222. old. ISBN: 978-0-387-44409-3. DOI: 10.1007/978-0-387-44409-3_5. URL: https://doi.org/10.1007/978-0-387-44409-3_5.
- [32] Shaopu Yang, Yongjie Lu és Shaohua Li. „An overview on vehicle dynamics”. *International Journal of Dynamics and Control* 1.4 (2013. dec.), 385–395. old. ISSN: 21952698. DOI: 10.1007/s40435-013-0032-y. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40435-013-0032-y>.
- [33] Jie Xu és tsai. „An application of real-time engine model in HILS simulation and testing platform based on Simulink”. *Proceedings - 2010 International Conference on Digital Manufacturing and Automation, ICDMA 2010*. 1. köt. 2010, 176–180. old. ISBN: 9780769542867. DOI: 10.1109/ICDMA.2010.389.
- [34] Xiaoqiang Sun és tsai. „Optimal control of intelligent vehicle longitudinal dynamics via hybrid model predictive control”. *Robotics and Autonomous Systems* 112 (2019. febr.), 190–200. old. ISSN: 09218890. DOI: 10.1016/j.robot.2018.11.020.
- [35] Wei Liu. „Hybrid Electric Vehicle System Modeling”. *Hybrid Electric Vehicle System Modeling and Control*. John Wiley & Sons, Ltd, 2017. febr., 38–96. old. DOI: 10.1002/9781119278924.ch3. URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/9781119278924.ch3>
<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/9781119278924.ch3>
<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/9781119278924.ch3>.
- [36] Kiril Rangelov. „SIMULINK model of a quarter-vehicle with an Anti-lock Braking System”. EngD Thesis. 2004. ISBN: 90-444-0377-X.
- [37] Farag Mahel Mohammed, Jamal A.-K. Mohammed és Haider Faisl. „Modeling and Simulation of an Electromechanical Brake System”. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 1105.1 (2021. jún.), 12051. old. ISSN: 1757-8981. DOI: 10.1088/1757-899x/1105/1/012051. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1105/1/012051>
<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1105/1/012051/meta>.
- [38] Massimo Guiggiani. *The science of vehicle dynamics: Handling, braking, and ride of road and race cars*. 9789401785. köt. Springer Netherlands, 2014. jan., 1–356. old. ISBN: 9789401785334. DOI: 10.1007/978-94-017-8533-4.
- [39] L. Palkovics és A. Fries. *Intelligent electronic systems in commercial vehicles for enhanced traffic safety*. 2001. máj. DOI: 10.1076/vesd.35.4.227.2044.

- [40] E. Fernández-Cara és E. Zuazua. „Control Theory: History, mathematical achievements and perspectives”. *Boletín SEMA (Sociedad Española de Matemática Aplicada)* 26.12 (2003), 79–140. old. ISSN: 1575-9822. URL: http://institucional.us.es/doc-course-imus/PDF/Control_Review.pdf.
- [41] M. F. Aycin és R. F. Benekohal. „Linear acceleration car-following model development and validation”. *Transportation Research Record* 1644 (1998. jan.), 10–19. old. ISSN: 03611981. DOI: 10.3141/1644-02. URL: <https://journals.sagepub.com/doi/10.3141/1644-02>.
- [42] Olivier Sename, Peter Gaspar és József Bokor, szerk. *Robust Control and Linear Parameter Varying Approaches: Application to Vehicle Dynamics*. 437 LNCIS köt. Lecture Notes in Control and Information Sciences. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013. ISBN: 9783642361098. DOI: 10.1007/978-3-642-36110-4. URL: <https://link.springer.com/10.1007/978-3-642-36110-4>.
- [43] Moad Kissai és tsai. „A new linear tire model with varying parameters”. *2017 2nd IEEE International Conference on Intelligent Transportation Engineering, ICITE 2017*. IEEE, 2017. szept., 108–115. old. ISBN: 9781509062720. DOI: 10.1109/ICITE.2017.8056891. URL: <https://hal.science/hal-01690792%20https://hal.science/hal-01690792/document>.
- [44] Panshuo Li és tsai. *Polytopic LPV approaches for intelligent automotive systems: State of the art and future challenges*. 2021. DOI: 10.1016/j.ymssp.2021.107931. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327021003265>.
- [45] Dean Pomerleau. „ALVINN: An Autonomous Land Vehicle In a Neural Network”. *Proceedings of (NeurIPS) Neural Information Processing Systems*. Szerk. D S Touretzky. Morgan Kaufmann, 1989. dec., 305–313. old.
- [46] Katie Fehrenbacher. *Elon Musk: Tesla software 7, with autopilot, coming on Thursday*. 2015. URL: <https://fortune.com/2015/10/11/tesla-software-7-autopilot/>.
- [47] C.J. Harris és M. Brown. „Autonomous vehicle identification, control and piloting through a new class of associative memory neural network.pdf”. *IEE Colloquium on Neural Networks for Systems: Principles and Applications*. IET, 1991. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/180903>.
- [48] Xue Ying. „An Overview of Overfitting and its Solutions”. *Journal of Physics: Conference Series*. 1168. köt. 2. Institute of Physics Publishing, 2019. márc. DOI: 10.1088/1742-6596/1168/2/022022.

- [49] Mauro Da Lio, Daniele Bortoluzzi és Gastone Pietro Rosati Papini. „Modelling longitudinal vehicle dynamics with neural networks”. *Vehicle System Dynamics* 58.11 (2020. nov.), 1675–1693. old. ISSN: 17445159. DOI: 10.1080/00423114.2019.1638947. URL: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423114.2019.1638947>.
- [50] Young Uk Yim és Se Young Oh. „Modeling of vehicle dynamics from real vehicle measurements using a neural network with two-stage hybrid learning for accurate long-term prediction”. *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 53.4 (2004. júl.), 1076–1084. old. ISSN: 00189545. DOI: 10.1109/TVT.2004.830145.
- [51] Taekyung Kim, Hojin Lee és Wonsuk Lee. „Physics Embedded Neural Network Vehicle Model and Applications in Risk-Aware Autonomous Driving Using Latent Features”. *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 2022-Octob köt. Institute of Electrical és Electronics Engineers Inc., 2022. júl., 4182–4189. old. ISBN: 9781665479271. DOI: 10.1109/IRoS47612.2022.9981303. arXiv: 2207.07920. URL: <https://arxiv.org/abs/2207.07920v1>.
- [52] Tamás Szentjobi, Ádám Szabó és Szilárd Aradi. „Hibrid jármű hosszirányú modellezése és validációja”. *XVIII. IFFK 2024*. Budapest, 2024. ISBN: 978-963-88875-9-7. URL: <https://mmaws.bme.hu/>.
- [53] Péter Gáspár, Balázs Németh és József Bokor. *Járműirányítás*. Akadémiai Kiadó, 2019. DOI: 10.1556/9789634543282.
- [54] Doug J. Leith és W. E. Leithead. *Survey of gain-scheduling analysis and design*. 2000. júl. DOI: 10.1080/002071700411304. URL: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/002071700411304>.
- [55] P. Shakouri és tsai. „Adaptive cruise control system: Comparing gain-scheduling PI and LQ controllers”. *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*. 44. köt. 1 PART 1. IFAC Secretariat, 2011, 12964–12969. old. ISBN: 9783902661937. DOI: 10.3182/20110828-6-IT-1002.02250.
- [56] Francesco Borrelli, Alberto Bemporad és Manfred Morari. *Predictive Control for Linear and Hybrid Systems*. Cambridge University Press, 2017. jún. ISBN: 9781139061759. DOI: 10.1017/9781139061759.
- [57] Liuping Wang. *Model Predictive Control System Design and Implementation Using MATLAB®*. 1. kiad. Springer London, 2009. ISBN: 978-1-84882-331-0. DOI: 10.1007/978-1-84882-331-0.
- [58] Xiaoqiang Sun és tsai. „Optimal control of intelligent vehicle longitudinal dynamics via hybrid model predictive control”. *Robotics and Autonomous Systems* 112 (2019. febr.), 190–200. old. ISSN: 09218890. DOI: 10.1016/j.robot.2018.11.020.

- [59] Xiaoqiang Sun és tsai. „Hybrid modeling and predictive control of intelligent vehicle longitudinal velocity considering nonlinear tire dynamics”. *Nonlinear Dynamics* 97.2 (2019. júl.), 1051–1066. old. ISSN: 1573269X. DOI: 10.1007/s11071-019-05030-5. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11071-019-05030-5>.
- [60] Payman Shakouri és Andrzej Ordys. „Nonlinear Model Predictive Control approach in design of Adaptive Cruise Control with automated switching to cruise control”. *Control Engineering Practice* 26.1 (2014. máj.), 160–177. old. ISSN: 09670661. DOI: 10.1016/j.conengprac.2014.01.016.
- [61] Thomas Stanger és Luigi Del Re. „A model predictive Cooperative Adaptive Cruise Control approach”. *Proceedings of the American Control Conference*. Institute of Electrical és Electronics Engineers Inc., 2013, 1374–1379. old. ISBN: 9781479901777. DOI: 10.1109/acc.2013.6580028.
- [62] Andras Ratkovics, Sandor Vass és Viktor Tihanyi. „Development of an LQ regulator for longitudinal vehicle control of an automated vehicle”. *IEEE Joint 19th International Symposium on Computational Intelligence and Informatics and 7th International Conference on Recent Achievements in Mechatronics, Automation, Computer Sciences and Robotics, CINTI-MACRo 2019 - Proceedings*. Institute of Electrical és Electronics Engineers Inc., 2019. nov., 149–154. old. ISBN: 9781728156255. DOI: 10.1109/CINTI-MACRo49179.2019.9105151.
- [63] Shaohua Wang és tsai. „Neural Network Sliding Mode Control of Intelligent Vehicle Longitudinal Dynamics”. *IEEE Access* 7 (2019), 162333–162342. old. ISSN: 21693536. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2949992.
- [64] Charles Desjardins és Brahim Chaib-Draa. „Cooperative adaptive cruise control: A reinforcement learning approach”. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 12.4 (2011. dec.), 1248–1260. old. ISSN: 15249050. DOI: 10.1109/TITS.2011.2157145.
- [65] R. Rajamani és C. Zhu. „Semi-autonomous adaptive cruise control systems”. *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 51.5 (2002. szept.), 1186–1192. old. ISSN: 00189545. DOI: 10.1109/TVT.2002.800617.
- [66] Számel László. „Egyenáramú és kapcsolt reluktancia motoros szervohajtások dinamikus tulajdonságainak javítása”. (2005), 38–43. old. DOI: 10.13140/RG.2.2.18110.51522. URL: https://www.researchgate.net/publication/343126475_Egyenaramu_es_kapcsolt_reluktancia_motoros_szervohajtasok_dinamikus_tulajdonsagainak_javitasa Improvement_of_DC_and_switched_reluctance_servo_drives’_dynamic_characteristics.
- [67] *Apz.hu - Autóipari Próbapálya Zala Kft.* URL: <https://www.apz.hu/> (elérés dátuma 2024. 11. 07.).

- [68] *ZalaZONE: a mélyépítés tervezés minden szakága felsorakozott a tesztpálya kialakításánál* / Magyar Építő. URL: <https://magyarepitok.hu/mi-epul/2021/02/zalazone-a-melyepites-tervezes-minden-szakaga-felsorakozott-a-tesztpalya-kialakitasanal> (elérés dátuma 2024. 11. 07.).

Ábrák jegyzéke

3.1. Valós tesztjármű a BME St parkolóban	13
3.2. A járműrendszer felépítése	14
3.3. Járműmodell elvi vázlata [52]	15
3.4. Ábrák a kerékterhelések meghatározásához	17
3.5. Kerék kinetikája	17
3.6. kerék sebességi viszonyai	17
3.7. Egyesített kerékmodell blokkvázlata	18
3.8. Motormodell, mint kétváltozós függvény	21
3.9. A kibővített féknyomaték szabályzó blokkdiagramja [52]	22
3.10. A teljes modell blokkvázlata	23
3.11. Reprezentatív modell performanciák a validációs adatsorokon	26
5.1. Egységnyi paraméterekkel rendelkező NVGC algoritmus tulajdonságai . . .	32
5.2. Az NVGC-vel szabályozott szimulátor blokkdiagramja	33
5.3. Egységnyi paraméterű NVGC szabályzó szimulátoron mutatott teljesítménye	33
5.4. Hangolatlan és hangolt NVGC szabályozók kivezérelt jelei	34
5.5. Hangolatlan és hangolt NVGC szabályzó szimulátorban, 30km/h-s egy- ségurgás referenciára mutatott performanciái	34
5.6. ZalaZone dinamikai platform és a tervezett útvonal [68]	35
5.7. Referenciasebességek	36
5.8. NVGC algoritmus ugrásokra mutatott performanciája	38
5.9. NVGC algoritmus szinuszos bemenetre mutatott performanciája	38
5.10. NVGC algoritmus egymást követő ugrásokra mutatott performanciája . . .	39

Táblázatok jegyzéke

1.1. A leggyakrabban alkalmazott szabályzó algoritmusok összehasonlítása . . .	4
3.1. A paraméteridentifikáció legfontosabb paramétereit és eredményeit [52] . . .	24
3.2. Validációs eredmények [52]	25
A.1. Járműmodell paramétereit	55

A. függelék

A járműmodellben alkalmazott paraméterek listája

Alrendszer	Név	Jelölés	Érték	Mértékegység
Járműtest dinamika	Járműtömeg	m	2300	kg
Emelkedési ellenállás	Nehézségi gyorsulás	g	9,81	$\frac{m}{s^2}$
Légellenállás	Légsűrűség	ρ	1,225	$\frac{kg}{m^3}$
	Légellenállási együttható	C_d	0,35	–
	Jármű frontális vetülete	A_f	2,5	m^2
Gördülési ellenállás	Gördülési ellenállás paraméter	f_0	0,0150	–
	Viszkózus ellenállás paraméter	f_1	14,4831	$\frac{Ns}{m}$
	Kifutás kompenzációs paraméter	f_2	0,5397	$\frac{Ns^2}{m^2}$
Kerékterhelések	TKP és első tengely távolsága	l_f	1,236	m
	TKP és hátsó tengely távolsága	l_r	1,553	m
	TKP talajtól mért távolsága	h	0,716	m

Folytatása következik...

Alrendszer	Név	Jelölés	Érték	Mértékegység
Kerékterhelések	Légellenállás hatásvonalának magassága	h_{aero}	1	m
Kerék kinetika	Kerék tehetelenségi nyomatéka	J	1	kgm^2
	Effektív keréksugár	r_{eff}	0,3	m
Kerék-talaj kapcsolat	Minimális értelmezett sebesség	V_{min}	10^{-5}	$\frac{m}{s}$
	Burckhardt együttható 1	c_1	1,2801	—
	Burckhardt együttható 2	c_2	23,99	—
	Burckhardt együttható 3	c_3	0,52	—
Hajtáslánc	Nyomatékosztási tényező	δ	0,5	—
Motormodell	Maximális rendszerteljesítmény	P_{max}	230000	W
	Belsőégésű motor maximális nyomatéka	T_{maxIC}	335	Nm
	Elektromos motorok maximális össznyomatéka	T_{maxEL}	474	Nm
	Empirikus gyorsulási tényező	κ_{acc}	3,297	—
	Veszteségi tényező	ζ	5,620	—
ABS fékrendszer	Kezdeti féknyomaték növelés sebessége	R_{Inc}	19000	$\frac{Nm}{s}$
	Többedik féknyomaték növelés sebessége	$R_{MultiInc}$	2500	$\frac{Nm}{s}$
	Féknyomaték csökkentés sebessége	R_{Dec}	19000	$\frac{Nm}{s}$

Folytatása következik...

Alrendszer	Név	Jelölés	Érték	Mértékegység
ABS fékrendszer	Féknyomaték arányosságra jellemző kitevője	ξ	2,089	–
	Maximális féknyomaték	$T_{\text{fék max}}$	5000	Nm
	Elvárt csúszási arány	S_{Des}	0,18	–
	Csúszási arány eltérés felső határa nyomaték tartáshoz	Δ_{UH}	0.08	–
	Csúszási arány eltérés alsó határa nyomaték tartáshoz	Δ_{LH}	0.005	–
	Csúszási arány eltérés határa nyomaték csökkentéshez	Δ_D	0.003	–
	ABS bekapcsolási sebessége	V_{minABS}	10	$\frac{km}{h}$
Szimuláció beállításai	Kezdősebesség	V_0	0	$\frac{m}{s}$
	Kezdő kerék szögsebesség	ω_0	0	$\frac{rad}{s}$
	Minimális értelmezett sebesség	V_{min}	10^{-5}	$\frac{m}{s}$
	Minimális értelmezett szögsebesség	ω_{min}	10^{-5}	$\frac{rad}{s}$
	Biztonságos osztás paraméter	B_{min}	10^{-5}	–
	Megoldó algoritmus	–	ode23s	–
	Maximális lépésköz	–	1	s
	Maximális lépésköz	–	10^{-5}	s
	Kezdő lépésköz	–	10^{-3}	s
	Relatív tolerancia	–	10^{-3}	–

Folytatása következik...

Alrendszer	Név	Jelölés	Érték	Mértékegység
Szimuláció beállításai	Maximális egymást követő minimális lépésközzszám	–	10^4	–
	Kezdő lépésköz	–	10^{-3}	<i>s</i>
	Nulla keresztezés algoritmus	–	‘Adaptív’	–
	Egymást követő nulla keresztezések megengedett száma	–	1000	–

A.1. táblázat. Járműmodell paraméterei