

OLDALKÚSZÁSI SZÖG ALAPÚ HASZONJÁRMŰ MENETSTABILITÁS KONTROLL

Tézisfüzet

Hankovszki Zoltán

Témavezető: Dr. Palkovics László

Külső tanácsadó: Kovács Roland

Kandó Kálmán Műszaki Tudományok

(Járművek és Mobil Gépek)

Doktori Iskola

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem

Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar

Gépjárművek és Járműgyártás Tanszék

Budapest

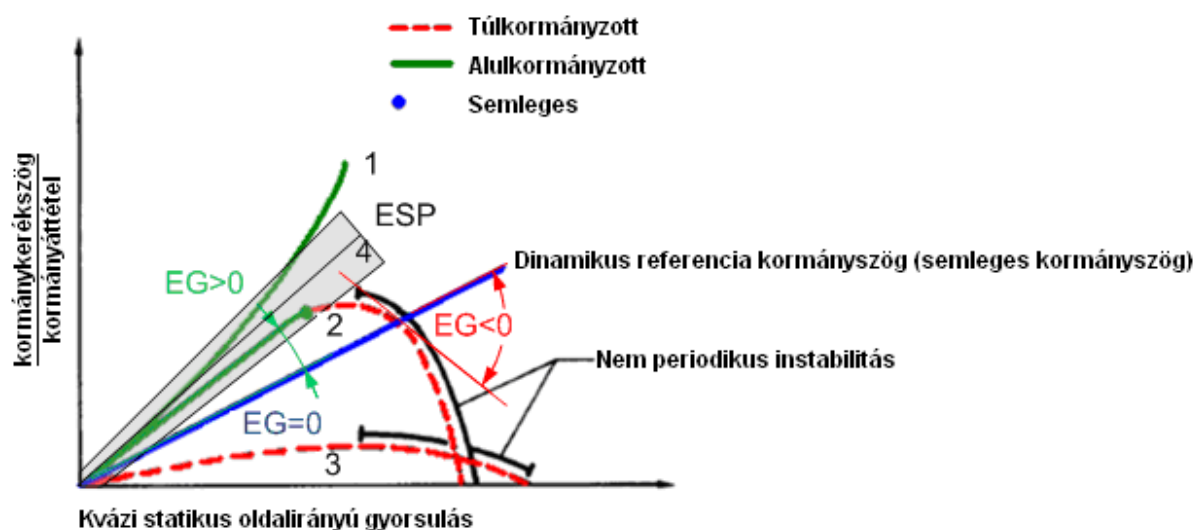
2013

Tartalom

Tartalom	2
1 A kutatás motivációja.....	3
1.1 Kitűzött célok.....	4
2 Alkalmazott eszközök és eljárások.....	6
2.1 Komplex járműmodell és paraméter identifikáció	6
2.2 Egyszerűsített modellek	6
2.3 Fejlesztett szabályozók és becslési eljárás	7
3 Új tudományos eredmények.....	8
3.1 Első tézis: Egyértelmű veszélydetektálás jármű oldalkúszási szög felhasználásával	8
3.2 Második tézis: Eljárás a jármű oldalkúszási szögének becslésére.....	10
3.3 Harmadik tézis: Oldalirányú járműirányítási struktúra	14
4 Jövőbeni munka	17
References	18
Publications in chronology	20

1 A kutatás motivációja

A jelenleg használatos járműdinamikai stabilitásfelügyelő rendszerek többnyire egy legyezési szögsebesség referencialelet használják annak eldöntésére, hogy az aktuális járműállapot elfogadhatónak tekinthető-e (a mért legyezési szögsebesség jelének felhasználásával) [1], [2], [3]. Ez az elfogadási kritérium azonban nem jelenti azt, hogy a jármű stabilnak tekinthető-e vagy sem. Járműstabilitás jármű kormányozhatóság között különbséget kell tenni. Amint az alábbi ábrán is látható [4] amennyiben egy ún. legyezési szögsebesség referencia zóna (kvázi-stabilus állapotban ez arányos az oldalgyorsulással) nyújt segítséget a menetdinamika szabályozáshoz akkor stabil járműállapotok („Alukormányzott” járműállapot az ábrán) a szabályzó által korrigálva lehetnek és valószínűsíthetően instabil járműállapotok („Túlkormányzott” járműállapot az ábrán) pedig csak késve lehetnek korrigálva. Ennek az oka, hogy a jelenleg „Elektronikus Stabilitás Program” néven futó rendszerek valójában nem a járműstabilitás biztosítására szolgálnak, hanem a jármű kormányozhatóságát biztosítják. Ezek a rendszerek nem érzékelik közvetlenül a jármű instabilitását, viszont gondoskodnak a legyezési szögsebesség referenciához képesti biztosításáról, amely pedig a jármű oldalgyorsulásban válik érzékelhetővé a vezető számára, és ezt ő pedig a jármű kormányelfordításra adott válaszként érzékeli. Ezen rendszereket valójában „Elektronikus Kormányozhatósági Program” néven kellene említeni.



A fentiek alapján elmondható, hogy a jelenlegi ESP rendszerek nem optimálisak a járműstabilitás észlelését tekintve. Továbbá e rendszerek a jármű fékrendszerét használják beavatkozásra – a kormányozhatóság biztosításához ez szintén egy kevésbé optimális megoldás, mivel a fékrendszer nem képes folytonos és finoman állítható szabályzási lehetőséget biztosítani [5], [6], [7]. Összességépp elmondható, hogy a járműstabilitás és a jármű kormányozhatóság fogalmakat el kell egymástól különíteni, és a lehetséges fő beavatkozó egységeket (fékrendszer, aktív kormány) ennek megfelelően kell használni.

Mindezek megvalósításához nagyszerű lehetőséget biztosít a jármű oldalkúszási szögének ismerete – e jellemző segítségével lehetséges egyértelműen az instabil járműállapot definiálása. Felmerülő probléma ugyanakkor a jármű oldalkúszási szögével kapcsolatban, hogy az csak igen költséges érzékelők segítségével mérhető és e költségek nem elfogadhatóak haszongépjárművek esetén. Így e mennyiség

becslése jelenthet megoldást ebben az esetben [8], [9], [10], [11]. A jármű oldalkúszási szögének becsléséhez egy matematikailag határozatlan egyenletrendszer megoldása szükséges, továbbá a nemlineáris járműmozgásokat és abroncskarakterisztikákat is figyelembe kell venni (a tipikus jármű oldalirányú dinamikai modell lineáris leírást alkalmaz). Haszonjárművek esetén e nehézségek mellé továbbiak is társulnak: a járműváz menet közbeni oldaldőlése könnyedén lehet 30°-nál is több (mely 50% feletti oldalirányú gyorsulásmérési hibát eredményez), a jármű terhelése (és ezzel össztömege) és tömegközéppontjának helyzete széles tartományokban változhat, valamint költségszemponatok miatt csak a jelenleg használt érzékelők használata reális. Ezen utóbbi követelmények az irodalomban fellelhető publikációkban igen nagy eséllyel nem kerülnek figyelembevételre.

Amennyiben a jármű oldalkúszási szöge ismert, úgy a teljes oldalirányú járműdinamika egyértelműen leírható – a jármű oldalkúszási szöge valamint a legyezési szögsebesség az oldalirányú járműdinamikai leírás állapotváltozói. Mindkét állapotváltozó ismeretében egyértelműen definiálható a jármű stabilitása és szabályozható a jármű kormányozhatósága. Az előbbi egy pontosan eldönthető dolog: a jármű lehet stabil vagy instabil. Utóbbi esetén viszont csak a kívánt állapothoz lehet viszonyítani.

1.1 Kitűzött célok

Kitűzött céljaim a dolgot illetően a következők:

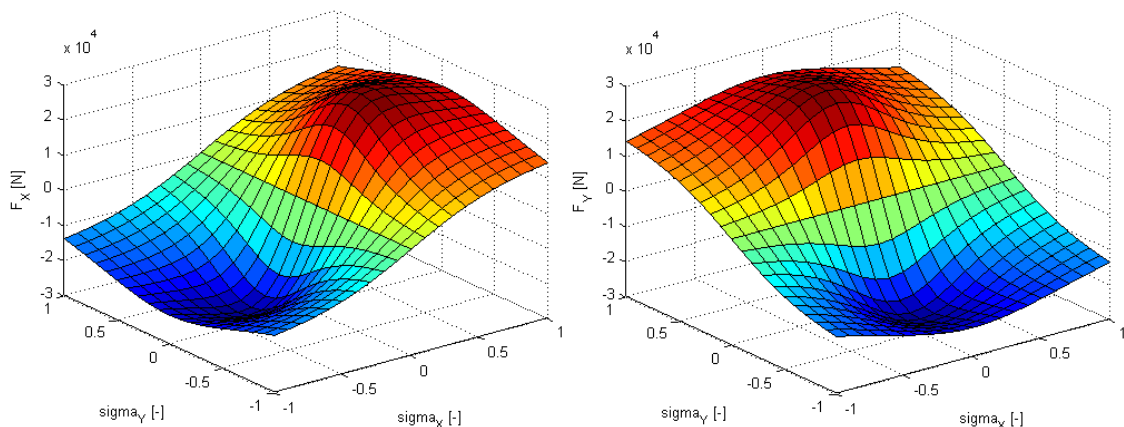
1. A haszonjárművek esetén manapság használatos megoldáshoz képesti pontosabb veszély felismerési feltételek definiálása (a jármű stabilitásának definiálása). A referencia és mért legyezési szögsebességek alapján csupán csak egy referenciához képesti eltérés definiálható és ez alapján nem egyértelműen eldönthető, hogy szükséges-e beavatkozás végrehajtása. A jármű oldalkúszási szögére alapozott megfigyelés egyértelmű és pontos stabilitási kritériumok megfogalmazásához vezethet. Túlkormányzott járműviselkedés korábban felismerhetővé válhat esetenként a jármű oldalkúszási szögének megfigyelésével.
2. Egy oldalirányú jármű állapotdinamikai becslési eljárás kifejlesztése, mely automatikusan felismeri a jármű- és környezettulajdonságok (jármű terhelése, abroncsok típusa, tapadási együttható, útfelület oldaldőlése, stb.) változásainak hatásait és alkalmazkodik azokhoz. A becslési eljárásnak kell a jármű oldalkúszási szögének becslését is tartalmaznia. Ez a mennyiség jelenleg nem mérhető megfelelő olcsóságú érzékelőkkel a becslése pedig haszonjárművek esetén pedig jelenleg nem megoldott.
3. A fentebb említett technikák felhasználásával egy fékrendszer és kormánymű alapú elektronikus menetstabilitás felügyelő rendszer kifejlesztése. A kormányzásalapú beavatkozás aktív kormánymű és aktív szervomotor segítségével történhet. Továbbá a szabályzásnak használnia kell a fent definiált oldalirányú jármű állapotdinamikai becslési eljárás eredményeit, hogy az a környezeti változásokhoz alkalmazkodó legyen. A szabályozó legfeljebb a manapság használatos megfelelő olcsóságú szenzorok (keréksebesség, kormányzög, legyezési szögsebesség és oldalgyorsulás szenzorok) használatát veheti igénybe. Szintén cél a szabályozó számára, hogy a fenti járműstabilitási definíció figyelembevételével kell, hogy működjön. El kell különítenie a jármű kormányozhatóságának és stabilitásának szabályozását.

Ezen pontok megvalósításához úgy döntöttem, hogy szimulációs technológiákat és járműves méréseket együttesen igénybe veszek. A szimulációkhoz szükségem volt egy megfelelő minőségű és validált járműmodellre. Az elkészített szimulációs modell paramétereinek identifikálásához és a modell verifikálásához elvégeztem a szükséges járműtesztek azonosítását és lefolytatását. Fejlesztéshez és teszteléshez is igénybe vettem tényleges járműves mérési eredményeket és szimulációs technológiákat.

2 Alkalmazott eszközök és eljárások

2.1 Komplex járműmodell és paraméter identifikáció

Munkám során szimulációs eszközöket [HZ 3] és valós méréseket [HZ 1], [HZ 2] használtam együtt. Egy komplex több-test [12] járműmodellt készítettem [HZ 5] amely csak az alkalmazott testek, szabadságfokok és erők egymáshoz képesti működésén alapul. Paraméter identifikációhoz és becslési eljáráshoz valamint szabályozó validáláshoz valós járműtesztek mérési eredményeit használtam. A kormánymű geometriáját alacsony sebességű (3m/s körüli) lassú elkormányzással kapott mérési eredmények alapján azonosítottam. A tesztek során legyezési szögsebességet és jármű oldalkúszási szöget mértem kormánykerék szöggel, járműsebességgel és oldalgyorsulással összefüggésben. Az első két jel rögzítése biztosította, hogy a teljes oldalirányú jármű állapotér megfigyelhető. Az abroncs karakterisztikájának azonosítása körtesztekkel történt (konstans kormánykerékszög vagy konstans kanyarrádiusz sebességnöveléssel). Szinuszos kormánykerékszög bemenet tesztekkel azonosítottam, hogy a kerék elaszticitása hogyan csillapítja a kormányzás hatását. A tengelyterhelések, járműtömeg, rugó karakterisztikák és fékkarakterisztikák egyszerű statikus mérésekkel mérhetőek voltak.



A járműmodell fontos része a kerékmodell. Úgy döntöttem, hogy az ún. kefe modellt alkalmazom, amellyel akár 10Hz-es gerjesztéseket is valid módon lehet modellezni [13], [14]. Haszonjárművek esetén ez a frekvencia a légfékrendszer alapú ABS rendszerek felső működési határa, ennél magasabb működési frekvencia már nem valósítható meg. Ezzel a típusú kerékmodellel az egyes abroncskarakterisztikák közötti kapcsolatok könnyedén generálhatóak – lásd a fenti ábrát egy eredményül kapott abroncs karakterisztika halmazáról.

2.2 Egyszerűsített modellek

Munkám elvi részéhez linearizált, kéttengelyes bicikli modelleket alkalmaztam: egyet az oldalirányú járműállapot becsléséhez és egyet a jármű szabályozásához. E modellek alapja azonos volt: síkbeli mozgáson alapulnak. Legyezési szögsebesség és jármű oldalkúszási szög az állapotváltozók.

Oldalirányú járműállapot becslés esetén a fő cél az volt, hogy minél kevesebb paramétert használjon a modell. Ezért például a járműtömeggel egyszerűsítettem a modell leírásakor, és tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatót vagy tömegspecifikus vertikális járműinerciát használtam. Járműszabályozáshoz a fő cél

egy lineáris modell felállítása volt, mely alkalmas a szabályozástechnikai elméletek használatára. Hogy a becslési eljárás eredményeit közvetlenül alkalmazni lehessen a járműszabályozási modell esetén is, így előbbinek is lineárisnak kellett lennie – ugyanakkor a becslési eljárásnak alkalmasnak kellett lenni a nemlineáris hatások figyelembevételére is.

2.3 Fejlesztett szabályozók és becslési eljárás

E munka fő célja nem az volt, hogy új szabályozástechnikai eljárásokat vagy rendkívüli pontosságú szimulációs modelleket szigorú performancia követelmények teljesítésével szabályozó szabályozókat mutasson be. A fő cél egy oldalirányú járműállapot (főként jármű oldalkúszási szög) becslési eljárás fejlesztése volt a haszongépjárművek speciális igényeinek figyelembevételével. További cél volt egy jármű menetstabilitás szabályozó struktúra felállítása, mely nem csak a szabályozástechnikai elméleteket veszi figyelembe, hanem a haszongépjármű mechanikai jellemzőket is. Így a bemutatott szabályozók (lineáris kvadratikus és előrecsatolt adaptív) nem a legfejlettebb szabályozástechnikai elméletek veszik alapul, viszont az említett szabályozási struktúrának megfelelően épülnek fel.

A kifejlesztett becslési eljárást tekintve a dolgozat "csupán" a kifejlesztett becslési eljárást prezentálja. Ezen becslési eljárás fejlesztése során több nem használható funkció született, melyek az eljárás bemutatásakor említésre is kerülnek (például az explicit és implicit numerikus integrálási módszerek esetén). Az alapötlet (a kétkörös iteráció) mint axióma kezelhető, további háttérelmélet nem társítható ehhez a részhez. A használt jelek definíciója és tulajdonságai a haszongépjárművek mechanikájából adódnak, e rész szintén nem rendelkezik mélyebb háttérrel, adottságként kezelhető.

3 Új tudományos eredmények

3.1 Első tézis: Egyértelmű veszélydetektálás jármű oldalkúszási szög felhasználásával

A tézis: Egy jármű kéttengelyes, linearizált, oldalirányú bicikli modellje esetén BIBO stabilitási kritérium állítható fel a jármű oldalkúszási szöge és annak deriváltja, a legyezési szögsebesség és annak deriváltja, fékrendszer alapú vertikális forgatónyomaték, elsőtengely oldalkúszási merevségi együttható, maximum lehetséges hátsótengely oldalkúszási merevségi együttható, vertikális járműinercia és járműtömeg és tengelyek tömegközépponttól való távolsága alapján.

Alkalmazzuk a következő differenciálegyenletekkel definiált oldalirányú járműmodellt. A jármű állapotváltozói a jármű oldalkúszási szöge és a legyezési szögsebesség (definíciókat lásd a lenti táblázatban).

$$\begin{cases} \dot{\beta} = -\left(\frac{c_1 + c_2}{m \cdot v_x}\right) \cdot \beta + \left(\frac{c_2 \cdot l_2 - c_1 \cdot l_1}{m \cdot v_x^2} - 1\right) \cdot \dot{\psi} + \frac{c_1}{m \cdot v_x} \cdot \delta_1 \\ \ddot{\psi} = \left(\frac{c_2 \cdot l_2 - c_1 \cdot l_1}{I_{ZM}}\right) \cdot \beta - \left(\frac{c_1 \cdot l_1^2 + c_2 \cdot l_2^2}{I_{ZM} \cdot v_x}\right) \cdot \dot{\psi} + \frac{c_1 \cdot l_1}{I_{ZM}} \cdot \delta_1 + \frac{M_z}{m \cdot I_{ZM}} \end{cases}$$

A differenciálegyenletek állapottér modellje a következők szerint felírható.

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} \frac{-c_1 - c_2}{m \cdot v_x} & \frac{c_2 \cdot l_2 - c_1 \cdot l_1}{m \cdot v_x^2} - 1 \\ \frac{c_2 \cdot l_2 - c_1 \cdot l_1}{I_{ZM}} & -\frac{c_1 \cdot l_1^2 + c_2 \cdot l_2^2}{I_{ZM} \cdot v_x} \end{bmatrix} & x &= \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} \frac{c_1}{m \cdot v_x} & 0 \\ \frac{c_1 \cdot l_1}{I_{ZM}} & \frac{1}{I_{ZM}} \end{bmatrix} & u &= \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \frac{M_z}{m} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

BIBO stabilitás [12] abban az esetben áll fent, ha a linearizált bicikli modell állapotmátrixából alkotott determináns gyökei a komplex számsík baloldali félsíkjában tartózkodnak.

$$\det(\lambda \cdot I - A) = \begin{vmatrix} \lambda + \frac{c_2 + c_1}{m} & \frac{c_1 \cdot l_1 - c_2 \cdot l_2}{m} \cdot \frac{1}{v_x} + 1 \\ \frac{c_1 \cdot l_1 - c_2 \cdot l_2}{m} & \lambda + \frac{c_2 \cdot l_2^2 + c_1 \cdot l_1^2}{I_{ZM} \cdot v_x} \end{vmatrix} = 0$$

E feltétel teljesül abban az esetben, ha a hátsótengely (tömegspecifikus) oldalkúszási merevségi együtthatója arányosan nagyobb, mint az első tengely (tömegspecifikus) oldalirányú merevségi együtthatója [HZ 14].

$$\frac{l_1 \cdot c_1}{l_2 \cdot m} < \frac{c_2}{m}$$

A fenti kitélt és a járművet leíró egyenleteket alapul véve egy minimális jármű oldalkúszási szög számítható BIBO stabil járművek esetére (az első tengely (tömegspecifikus) oldalirányú merevségi együtthatójának segítségével). Továbbá a lehetséges maximális (tömegspecifikus) hátsótengely merevségi együtthatót (mely megfelel a fenti kitételnek) és a járművet leíró egyenleteket felhasználva egy maximális jármű oldalkúszási szög számítható BIBO stabil járművek esetére.

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta^{\text{stab1}} = \frac{\psi \cdot l_2}{v_x} - \frac{v_x \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot l_1 - I_{ZM} \cdot \ddot{\psi} + \frac{M_Z}{m}}{\frac{l_1 \cdot c_1}{l_2 \cdot m} \cdot (l_1 + l_2)} \\ \beta^{\text{stab2}} = \frac{\psi \cdot l_2}{v_x} - \frac{v_x \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot l_1 - I_{ZM} \cdot \ddot{\psi} + \frac{M_Z}{m}}{\frac{c_2^{\text{max}}}{m} \cdot (l_1 + l_2)} \end{array} \right.$$

Amennyiben az aktuális jármű oldalkúszási szög e számított két érték közé esik, úgy a jármű BIBO stabil.

$$\max(\beta^{\text{stab1}}, \beta^{\text{stab2}}) > \beta > \min(\beta^{\text{stab1}}, \beta^{\text{stab2}})$$

Jelölés	Jelentés	Egység
A	lineáris biciklimodell állapotterének állapotmátrixa	absztrakt
B	lineáris biciklimodell állapotterének állapot bementi mátrixa	Absztrakt
c_2^{max}	hátsótengely lehetséges maximális oldalirányú merevségi eh.	N/rad
$c_{1/2}$	első-/hátsótengely oldalirányú merevségi együttható	N/rad
I	identitásmátrix	-
I_{ZM}	tömegspecifikus vertikális járműinercia	m^2
$l_{1/2}$	első-/hátsótengely távolsága a tömegközépponttól	m
m	járműtömeg	kg
M_Z	vertikális forgatónyomaték	Nm
u	lineáris biciklimodell állapotterének bemeneti vektora	absztrakt
$v_{X/Y}$	hossz-/keresztirányú járműsebesség	m/s
x	lineáris biciklimodell állapotterének állapotvektora	absztrakt
β	Jármű oldalkúszási szög	rad
β^{stab1}	BIBO stabil jármű 1. számú jármű oldalkúszási szög határértéke	rad
β^{stab2}	BIBO stabil jármű 2. számú jármű oldalkúszási szög határértéke	rad

Jelölés	Jelentés	Egység
δ_1	elsőtengely kormányzott kerékszöge	rad
λ	állapotmátrix gyöke	absztrakt
ψ	legyezési szögsebesség	rad

3.2 Második tézis: Eljárás a jármű oldalkúszási szögének becslésére

A tézis: Hosszirányú járműsebességből, kormányzott kerékszögből, legyezési szögből és annak deriváltjából valamint tömegspecifikus fékrendszer alapú vertikális forgatónyomatékból, mint mért jelekből és a tömegközépponttól való tengelytávolságokból, mint paraméterekből, a jármű oldalkúszási szöge megbecsülhető egy kéttengelyes első kerékkormányzású jármű esetén.

Alkalmazzuk a következő differenciálegyenletekkel definiált oldalirányú járműmodellt – a jelölések magyarázatát lásd lentebb a táblázatban. A jármű oldalkúszási szöge és annak deriváltja valamint az első- és hátsótengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatók ismeretlenek. A legyezési szögsebesség és annak deriváltja, az elsőtengely kormányzott kerékszöge, a hosszirányú járműsebesség és a vertikális forgatónyomaték mérve van. A tengelytávolságok a tömegközépponthez viszonyítva, a vertikális jármű inercia és a jármű tömege előre rögzítettek (a névleges járműparaméterek alapján, a tényleges értékektől függetlenül).

$$v_x \cdot (\dot{\beta}^{\text{est}} + \dot{\psi}) = \alpha_1^{\text{est}} \cdot \left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{est}} + \alpha_2^{\text{est}} \cdot \left(\frac{c_2}{m}\right)^{\text{est}}$$

$$\text{ahol } \begin{bmatrix} \alpha_1^{\text{est}} & \alpha_2^{\text{est}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_1 - \beta^{\text{est}} - \frac{\psi \cdot l_1^{\text{ob}}}{v_x} & -\beta^{\text{est}} + \frac{\psi \cdot l_2^{\text{ob}}}{v_x} \end{bmatrix}$$

$$I_{ZM}^{\text{ob}} \cdot \dot{\psi} = \alpha_1^{\text{est}} \cdot \left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{est}} \cdot l_1^{\text{ob}} - \alpha_2^{\text{est}} \cdot \left(\frac{c_2}{m}\right)^{\text{est}} \cdot l_2^{\text{ob}} + \frac{M_Z}{m^{\text{ob}}}$$

$$\text{ahol } \frac{M_Z}{m^{\text{ob}}} = \frac{M_{Z1}}{m^{\text{ob}}} + \frac{M_{Z2}}{m^{\text{ob}}}$$

A jármű oldalkúszási szögbecslő eljárás négy független részre bontható:

1. A jármű oldalkúszási szögderiváltjának számítása
2. A becsült jármű oldalkúszási szögérték határolása [HZ 9]
3. Az elsőtengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatójának számítása [HZ 1], [HZ 2], [HZ 4], [HZ 10], [HZ 11]
4. Az elsőtengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatójának módosítása

A becslési eljárás diszkrét környezetben működik és a járműtömeg eltávolításra került az alapul szolgáló egyenletekből [HZ 13]:

- az oldalirányú merevségi együtthatók helyett tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatók kerültek alkalmazásra,
- a vertikális járműinercia helyett tömegspecifikus vertikális járműinercia került alkalmazásra,

- a fékrendszer alapú vertikális forgatónyomaték helyett tömegspecifikus vertikális forgatónyomaték került alkalmazásra és
- a járműtömeg helyett csak egy egység került alkalmazásra.

A járműdefiníciós egyenletek összevonásra kerültek, így a hátsótengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatója kiesett a felírásból. A következő lépések végrehajtásával a jármű oldalkúszási szög becsülhető.

1. A jármű oldalkúszási szögderiváltjának számítása a járműdefiníciós egyenletek alapján a lentiek szerint számítható diszkrét formában.

$$\dot{\beta}^{\text{est}}[k+1] = \frac{\left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{est}}[k] \cdot \left(\delta_1[k] - \beta^{\text{est}}[k] - \frac{\dot{\psi}[k] \cdot I_1^{\text{ob}}}{v_x[k]}\right) \cdot 1 - \dot{\psi}[k] \cdot I_{\text{ZM}}^{\text{ob}} + \frac{M_Z[k]}{m^{\text{ob}}}}{v_x[k] \cdot I_2^{\text{ob}}} - \dot{\psi}[k]$$

$$\text{ahol } \beta^{\text{est}}[k] = \dot{\beta}^{\text{est}}[k] \cdot \Delta t + \beta^{\text{est}}[k-1]$$

2. A fenti egyenlet alapján számított jármű oldalkúszási szögérték korlátozásra kerülhet a következő eljárás szerint.

- a. Maximális és minimális lehetséges tömegspecifikus oldalirányú első- és hátsótengely merevségi együtthatók közelíthetők.

$$\begin{bmatrix} \left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{max}} & \left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{min}} \\ \left(\frac{c_2}{m}\right)^{\text{max}} & \left(\frac{c_2}{m}\right)^{\text{min}} \end{bmatrix} = \frac{G}{1 \cdot 0.1} \cdot \begin{bmatrix} 0.9 \cdot I_2^{\text{ob}} & 0.1 \cdot I_2^{\text{ob}} \\ 0.9 \cdot I_1^{\text{ob}} & 0.1 \cdot I_1^{\text{ob}} \end{bmatrix} = \frac{9.81}{1} \cdot \begin{bmatrix} 9 \cdot I_2^{\text{ob}} & 1 \cdot I_2^{\text{ob}} \\ 9 \cdot I_1^{\text{ob}} & 1 \cdot I_1^{\text{ob}} \end{bmatrix}$$

- b. E tömegspecifikus oldalirányú merevségi együttható határértékek a járműmodell leíró egyenleteivel a legyezési szögsebesség határértékei diszkrét módon számíthatóak.

$$\dot{\beta}^{\text{Fmax}}[k] = \frac{\delta_1[k] - \frac{\dot{\psi}[k] \cdot I_1^{\text{ob}}}{v_x[k]} - \frac{v_x[k] \cdot \dot{\psi}[k] + \frac{I_{\text{ZM}}^{\text{ob}} \cdot \dot{\psi}[k] - \frac{M_Z[k]}{m^{\text{ob}}}}{I_2^{\text{ob}}}}{1} - \beta^{\text{Fmax}}[k-1]}{\Delta t + \frac{1}{I_2^{\text{ob}}} \cdot \left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{max}} + \frac{v_x[k] \cdot I_2^{\text{ob}}}{\left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{max}} \cdot 1}}$$

$$\text{ahol } \beta^{\text{Fmax}}[k] = \beta^{\text{Fmax}}[k-1] + \dot{\beta}^{\text{Fmax}}[k] \cdot \Delta t$$

$$\delta_1[k] = \frac{\dot{\psi}[k] \cdot l_1^{\text{ob}}}{v_x[k]} - \frac{v_x[k] \cdot \dot{\psi}[k] + \frac{I_{ZM}^{\text{ob}} \cdot \ddot{\psi}[k] - \frac{M_Z[k]}{m^{\text{ob}}}}{I_2^{\text{ob}}}}{\frac{1}{I_2^{\text{ob}}} \cdot \left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{min}}} - \beta^{\text{Fmin}}[k-1]$$

$$\dot{\beta}^{\text{Fmin}}[k] = \frac{\Delta t + \frac{v_x[k] \cdot l_2^{\text{ob}}}{\left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{min}} \cdot 1}}{\Delta t + \frac{v_x[k] \cdot l_1^{\text{ob}}}{\left(\frac{c_2}{m}\right)^{\text{max}} \cdot 1}}$$

ahol $\beta^{\text{Fmin}}[k] = \beta^{\text{Fmin}}[k-1] + \dot{\beta}^{\text{Fmin}}[k] \cdot \Delta t$

$$\delta_2[k] = \frac{\dot{\psi}[k] \cdot l_2^{\text{ob}}}{v_x[k]} - \frac{v_x[k] \cdot \dot{\psi}[k] + \frac{M_Z[k]}{m^{\text{ob}}} - I_{ZM}^{\text{ob}} \cdot \ddot{\psi}[k]}{I_2^{\text{ob}}} - \beta^{\text{Rmax}}[k-1]$$

$$\dot{\beta}^{\text{Rmax}}[k] = \frac{\Delta t + \frac{v_x[k] \cdot l_1^{\text{ob}}}{\left(\frac{c_2}{m}\right)^{\text{max}} \cdot 1}}{\Delta t + \frac{v_x[k] \cdot l_2^{\text{ob}}}{\left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{min}} \cdot 1}}$$

ahol $\beta^{\text{Rmax}}[k] = \beta^{\text{Rmax}}[k-1] + \dot{\beta}^{\text{Rmax}}[k] \cdot \Delta t$

$$\delta_3[k] = \frac{\dot{\psi}[k] \cdot l_2^{\text{ob}}}{v_x[k]} - \frac{v_x[k] \cdot \dot{\psi}[k] + \frac{M_Z[k]}{m^{\text{ob}}} - I_{ZM}^{\text{ob}} \cdot \ddot{\psi}[k]}{I_2^{\text{ob}}} - \beta^{\text{Rmin}}[k-1]$$

$$\dot{\beta}^{\text{Rmin}}[k] = \frac{\Delta t + \frac{v_x[k] \cdot l_1^{\text{ob}}}{\left(\frac{c_2}{m}\right)^{\text{min}} \cdot 1}}{\Delta t + \frac{v_x[k] \cdot l_2^{\text{ob}}}{\left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{max}} \cdot 1}}$$

ahol $\beta^{\text{Rmin}}[k] = \beta^{\text{Rmin}}[k-1] + \dot{\beta}^{\text{Rmin}}[k] \cdot \Delta t$

c. A számított jármű oldalkúszási szöghatárok magukba kell, hogy foglalják a becsült oldalkúszási szög értékét – a következő egyenletek biztosítják ezt.

$$\beta^{\text{max1}} = \min(\max(\beta^{\text{Fmax}}[k], \beta^{\text{Fmin}}[k]), \max(\beta^{\text{Rmax}}[k], \beta^{\text{Rmin}}[k]))$$

$$\beta^{\text{min1}} = \max(\min(\beta^{\text{Fmax}}[k], \beta^{\text{Fmin}}[k]), \min(\beta^{\text{Rmax}}[k], \beta^{\text{Rmin}}[k]))$$

$$\beta^{\text{max2}}[k] = \max(\beta^{\text{max1}}[k], \beta^{\text{min1}}[k])$$

$$\beta^{\text{min2}}[k] = \min(\beta^{\text{max1}}[k], \beta^{\text{min1}}[k])$$

$$\beta^{\text{est}}[k+1] := \max(\beta^{\text{min2}}[k], \min(\beta^{\text{max2}}[k], \beta^{\text{est}}[k+1]))$$

3. A tömegspecifikus elsőtengely oldalirányú merevségi együtthatójának számítása a jármű oldalkúszási szög (k+1). értékét használja annak k. értéke helyett a következők szerint.

$$\left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k+1] = \frac{(\dot{\psi}[k] + \dot{\beta}^{est}[k]) \cdot v_x[k] \cdot l_2 + \ddot{\psi}[k] \cdot I_{ZM} - \frac{M_Z[k]}{m}}{\left(\delta_1[k] - \beta^{est}[k+1] - \frac{\dot{\psi}[k] \cdot l_1}{v_x[k]}\right) \cdot l}$$

- a. A fent definiált jármű oldalkúszási szög és elsőtengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi együttható együttes használatával bizonyítható, hogy amennyiben az aktuális elsőtengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi együttható egy definiálható értéknél nagyobb, akkor az növekedni fog, egyébként csökkenni.

$$\begin{aligned} \text{ha} \quad & \frac{\dot{\psi}[k] \cdot v_x[k] \cdot l_2^{ob} + \ddot{\psi}[k] \cdot I_{ZM}^{ob} - \frac{M_Z[k]}{m^{ob}}}{\left(\delta_1[k] - \beta^{est}[k] - \frac{\dot{\psi}[k] \cdot l_1^{ob}}{v_x[k]}\right) \cdot l} < \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k] \\ \text{akkor} \quad & \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k] < \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k+1] \\ \text{egyébként} \quad & \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k] \geq \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k+1] \end{aligned}$$

4. Az elsőtengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatójának számításával kapott érték egy egynél nagyobb tapasztalati alapú erősítési tényező figyelembe vételével kerül további használatra – így a becsült tömegspecifikus elsőtengely merevségi együttható minden esetben a lehető legjobban tapadó eset felé konvergál, mivel a merevségi együttható csak lokálisan van feltételezve, mint alacsony érték.

$$\begin{aligned} \text{ha} \quad & \frac{\dot{\psi}[k] \cdot v_x[k] \cdot l_2^{ob} + \ddot{\psi}[k] \cdot I_{ZM}^{ob} - \frac{M_Z[k]}{m^{ob}}}{\left(\delta_1[k] - \beta^{est}[k] - \frac{\dot{\psi}[k] \cdot l_1^{ob}}{v_x[k]}\right) \cdot l} < G^{MAFAC} \cdot \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k] \\ \text{akkor} \quad & G^{MAFAC} \cdot \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k] < \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k+1] \\ \text{különben} \quad & G^{MAFAC} \cdot \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k] \geq \left(\frac{c_1}{m}\right)^{est} [k+1] \end{aligned}$$

Jelölés	Jelentés	Egység
$c_{1/2}$	első-/hátsótengely oldalirányú merevségi együttható	N/rad
$(c_1/m)^{est}$	elsőtengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi eh.	N/rad/kg
$(c_1/m)^{max}$	maximális lehetséges elsőtengely tömegspec. oldalir. eh.	N/rad/kg
$(c_2/m)^{max}$	maximális lehetséges hátsótengely tömegspec. oldalir. eh.	N/rad/kg
$(c_1/m)^{min}$	minimális lehetséges elsőtengely tömegspec. oldalir. eh.	N/rad
$(c_2/m)^{min}$	minimális lehetséges hátsótengely tömegspec. oldalir. eh.	N/rad
G	gravitációs gyorsulás	m/s ²

Jelölés	Jelentés	Egység
G^{MAFAC}	elsőtengely tömegspecifikus oldalirányú eh. erősítési tény.	-
I_{ZM}^{ob}	becsült tömegspecifikus vertikális járműinercia	m^2
k	diszkrét rendszer lépésszáma	-
l	tengelytávolság	m
$l_{1/2}^{ob}$	becsült első-/hátsótengely távolság a tömegközépponttól	m
m^{ob}	becsült járműtömeg	kg
M_z	vertikális forgatónyomaték	Nm
$v_{x/y}$	hossz-/keresztirányú járműtömeg	m/s
β^{est}	becsült jármű oldalkúszási szög	rad
β^{Fmax}	max. első. tömegspec. old. mer. eh. alapú oldalkúszási szög	rad
β^{Fmin}	min. első. tömegspec. old. mer. eh. alapú oldalkúszási szög	rad
β^{min1}	maximális jármű oldalkúszási szögek minimuma	rad
β^{min2}	minimális jármű oldalkúszási szög	rad
β^{max1}	minimális oldalkúszási szögek maximuma	rad
β^{max2}	maximális jármű oldalkúszási szög	rad
β^{Hmin}	max. hátsót. tömegspec. old. mer. eh. alapú oldalkúszási szög	rad
β^{Hmax}	min. hátsót. tömegspec. old. mer. eh. alapú oldalkúszási szög	rad
Δt	lépésköz	s
δ_1	elsőtengely kormányzott kerékszöge	rad
Ψ	legyezési szögsebesség	rad

3.3 Harmadik tézis: Oldalirányú járműirányítási struktúra

A tézis: Kéttengelyes, első kerékkormányzású jármű esetére készítettem egy járműstabilitás és jármű kormányozhatóság szabályozó rendszert, melyben a járműstabilitás és a jármű kormányozhatóság és azok szabályozása egymástól elkülönített a legeredményesebb szabályozás érdekében. A járműstabilitás a jármű oldalkúszási szöge alapján minősített és fékrendszer alapú vertikális forgatónyomatékkal szabályozott. A jármű kormányozhatóság a legyezési szögsebesség alapján minősített és kormányzás alapú beavatkozással szabályozott.

A jármű öngerjesztő kifarolási folyamatát megelőzendően egy gyors és hatásos beavatkozási módszer szükséges – a beavatkozó jel pontosság ilyenkor nem elsődleges követelmény [HZ 6], [HZ 7], [HZ 8]. E beavatkozási mód nem követel meg folyamatos működést ugyanakkor – a járművek konstrukciójukból adódóan biztonságosak és lehetőség szerint gátolják a kifarolást. Kifarolás többnyire erőltetett szituációkban vagy lokális tapadásvesztés esetén lép fel.

Hogy megelőzzük e jármű kifarolásokat, melyek során a jármű a vertikális tengelye körül megpördül, BIBO stabilitási követelményeket szükséges teljesítenünk. A BIBO stabilitás definíciója szerint, korlátos bemenetekre csak korlátos kimenetek válaszolhatnak – kifarolás esetén rögzített kormányaszög mellett a jármű oldalkúszási szöge folyamatos növekvésben van. A BIBO stabilitás biztosítása érdekében, bizonyíthatóan két jármű oldalkúszási szög határérték között kell tartani a jármű oldalkúszási szögét – Első tézis.

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta^{\text{stab1}} = \frac{\dot{\psi} \cdot l_2}{v_x} - \frac{v_x \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot l_1 - I_{ZM} \cdot \ddot{\psi} + \frac{M_z}{m}}{\frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{c_1}{m} \cdot (l_1 + l_2)} \\ \beta^{\text{stab2}} = \frac{\dot{\psi} \cdot l_2}{v_x} - \frac{v_x \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot l_1 - I_{ZM} \cdot \ddot{\psi} + \frac{M_z}{m}}{\frac{c_2^{\text{max}}}{m} \cdot (l_1 + l_2)} \end{array} \right.$$

Továbbá figyelembe véve a jármű oldalkúszási szögderiváltjának fizikai számítását, látható, hogy a fékrendszer alapú vertikális forgatónyomaték a jármű oldalkúszási szögderiváltjának értékét és jármű oldalkúszási stabilitási határértékeket ellentétes irányban mozdítja el (praktikusan egymáshoz közelítve a tényleges és a határ jármű oldalkúszási szögeket). A fékrendszer alapú vertikális forgatónyomatékot a jármű első tengelyén kell realizálni: ha egy kerék fékezve van, akkor annak oldalirányú képességei csökkennek (első kerék oldalirányú merevségi együtthatója kisebb lesz), és ilyen módon a vertikális forgatónyomaték hatása még jobban érvényesül a jármű oldalkúszási szög határértékének számításakor.

$$\dot{\beta}^{\text{est}}[k] = \frac{\left(\frac{c_1}{m}\right)^{\text{est}} [k] \cdot \left(\delta_1[k] - \beta^{\text{est}}[k] - \frac{\dot{\psi}[k] \cdot l_1}{v_x[k]}\right) \cdot l_1 - \dot{\psi}[k] \cdot I_{ZM} + \frac{M_z[k]}{m}}{v_x[k] \cdot l_2} - \dot{\psi}[k]$$

A fékrendszer további hatása, hogy az lassítja a járművet. Vészhelyzet esetén egy fékrendszer alapú beavatkozás után a vezető a járműtől kívánt pályát már kisebb mértékű abroncserőkkel tudja teljesíteni a lecsökkent sebesség miatt. Az alacsonyabb abroncserők alacsonyabb kockázatot jelentenek további jármű instabilitások tekintetében.

Ezen okok miatt készítettem egy lineáris kvadrátikus szabályozót, mely jármű oldalkúszási szög alapú szabályozást végez fékrendszer alapú forgatónyomatékkal. A fentebb említett jármű oldalkúszási szög határértékek (lásd Első tézis) alapján egy szabad mozgási zóna definiálható a jármű oldalkúszási szög részére: amennyiben az aktuális jármű oldalkúszási szög ebben a zónában található, úgy nem kerül beavatkozás végrehajtásra. Amennyiben az aktuális jármű oldalkúszási szög a zónán kívül esik, fékrendszer alapú beavatkozás következik. A jármű oldalkúszási szög határértékeinek felállításához és az aktuális jármű oldalkúszási szög ismeretéhez a Második tézis becslési eljárását használtam fel. Ezen eljárás becsli a jármű oldalkúszási szög aktuális értékét és az elsőtengely tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatóját, mely szükséges az oldalkúszási szög határértékek számításához.

Amennyiben a jármű oldalkúszási szög megfigyelés alatt áll, hogy a jármű BIBO stabil viselkedése biztosítva legyen, úgy ez az állapotváltozó az oldalirányú járműmodell másik állapotváltozójától (legyezési szögsebesség) függetlenül megfigyelhető és kezelhető. Mindemellett egy további szabályozó funkció szabályozhatja a jármű legyezési szögsebességét függetlenül a jármű oldalkúszási szögétől.

Hogy támogassuk a vezetőt a jármű vezetésében, biztosítva kell legyen, hogy a jármű lineáris és állandó viselkedéssel rendelkezzen. E viselkedés realizálásához

egy folytonos és nagy pontosságú beavatkozási mód szükséges – hogy ezt megtehessek, a kormányrendszer egy nagyszerű választás. Az emberi test képes a gyorsulás érzékelésére – de nem képes a sebesség érzékelésére. Az oldalgyorsulás a járműsebesség, a legyezési szögsebesség és az oldalkúszási szögderivált függvénye. Utóbbi elhanyagolható a mindennapi szituációk esetén – mindemellett kordában kell tartani azt a járműstabilitás biztosításával. Így a legyezési szögsebesség lesz a legrelevánsabb egy adott sebesség mellett. Összefoglalásként elmondható, hogy a jármű kormányozhatósága leginkább a kormánymű segítségével és legyezési szögsebesség szabályzással szabályozható.

Ezek alapján építettem egy adaptív előrecsatolt szabályzást a kormánymű vezérlésére. Ez felhasználja a Második tézis eredményeit: a becsült tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatók és a becsült jármű oldalkúszási szög figyelembe vannak véve. A tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatók használatával az aktuális abroncsjellemzők és a tapadási együttható is figyelembe vannak véve. Egy referenciamodell előállítja az ideális jármű állapotváltozókat. Ezen állapotváltozókat és a becsült tömegspecifikus oldalirányú merevségi együtthatók segítségével egy előrecsatolt szabályozót készítettem. Ennek kimenete az ideális kerékkormányzási szög – ezt és a vezető kormányzási szögét figyelembe véve megállapítható és additív kormánysszög az aktív kormánymű számára.

Jelölés	Jelentés	Egység
$(c_1/m)^{est}$	becsült tömegspecifikus elsőtengely oldalir. mer. eh.	N/rad/kg
$(c_2/m)^{max}$	maximális lehets. tömegpec. hátsót. oldalir. mer. eh.	N/rad/kg
I_{zM}	tömegspecifikus vertikális járműinercia	m^2
k	diszkrét rendszer lépésszáma	-
l	tengelytávolság	m
$l_{1/2}$	első-/hátsótengely távolság a tömegközépponttól	m
m	járműtömeg	kg
M_z	vertikális forgatónyomaték	Nm
$v_{X/Y}$	hossz-/keresztirányú járműsebesség	m/s
β^{est}	becsült jármű oldalkúszási szög	rad
β^{stab1}	BIBO stabil jármű 1. számú jármű oldalkúszási szög határértéke	rad
β^{stab2}	BIBO stabil jármű 2. számú jármű oldalkúszási szög határértéke	rad
δ_1	elsőtengely kormányzott kerékszöge	rad
Ψ	legyezési szögsebesség	rad

4 Jövőbeni munka

Az itt bemutatott menetstabilitás felügyelő rendszer valós járművel, valós körülmények között volt tesztelve. Láthatóvá vált, hogy a rendszer képes a jármű mozgásának szabályozására, ugyanakkor ezen ESP rendszer nem elegendő a járműdinamika teljes szabályozására – a kerék viselkedését szintén szabályozni kell. E cél elérésének érdekében két lehetséges opció nyílik:

1. a jelenleg bemutatott menetstabilizáló rendszert egy már létező ABS rendszerbe való integrálása,
2. vagy egy saját ABS szoftver fejlesztése.

Az oldalirányú járműstabilitást felügyelő szabályozó szoftver szorosan együttműködik az ABS-el (blokkolásgátló rendszer) és kötelező [16] is utóbbi [17], [18], [19] használata. Ez az együttműködés történhet mindkét irányba: lehetséges, hogy az ESP rendszer egy olyan féknyomatékot kér, mely már nem megvalósítható az adott felületi viszonyok mellett, és ebben az esetben ABS aktív fékezést kerül végrehajtásra. Vagy abban az esetben, ha a tapadási felület oldalanként eltérő, akkor az ESP tudja szabályozni az eltérő fékerőkből származó vertikális forgatónyomaték nagyságát. Így járműstabilitás szabályozáshoz mindkét rendszer szükséges.

Haszongépjárművek esetén az ABS rendszerekre vonatkozóan szintén speciális körülményekkel állunk szemben – az okok hasonlóak, mint az említve volt a jármű oldalkúszási szög becslésekor. Például ugyanaz a hátsó tengely rendelkezhet 2tonna és 11,5tonna függőleges terheléssel, és ez a terhelés nem minden esetben ismert. A legegyszerűbb haszonjárműveknek mindösszesen négy darab keréksebesség szenzorjuk van 10ms mintavételi idővel, és semmi más. Ez azt jelenti, hogy nincs keréknyomás szenzor vagy ismert járműsebesség. Továbbá a különféle tengelyterhelésekkel a kerekek gördülési sugara is változik, és ez akár 10% sebességmérési hibát is eredményez – körülbelül 10% az ideális kerékszlip is, fékezés esetén. A tömegközéppont magassága szintén ismeretlen és a futómű rugómerevsége pedig változó is lehet légrugók esetén. Így a bólintási dinamikája a haszonjárműveknek szintén szinte teljesen ismeretlen – ugyanakkor befolyásolja a függőleges kerékterhelést fékezés esetén.

Két dolog látható: az ABS és ESP rendszereknek együtt kell működniük és a haszonjárművek speciális megoldásokat igényelnek, mivel a működési feltételeik nem engedik azon rendszerek használatát, melyek személygépjárművek részére készültek. Az én jövőbeni célom egy olyan ABS szoftver fejlesztése, amely együttműködik az itt bemutatott ESP szoftverrel és megfelel a haszongépjárművek különleges követelményeinek. Ennek megvalósításához is szimulációs eszközöket szeretnék igénybe venni [HZ 3], [HZ 12]. Így további célom, hogy továbbfejlesszem az itt bemutatott jármű szimulációs modellem [HZ 5], különösen az abroncsmodellt. Így a bemutatott menetstabilitás felügyelő rendszer képes lehetne egy olyan ABS szoftverrel együttműködni, mely speciálisan ezen ESP-hez készült (és nem csak együttműködik vele, mint egy általános ABS).

References

- [1] E. K. Liebemann, K. Meder, J. Schuch, G. Nenninger: Safety and Performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control (ESP), 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, June 6-9, 2005, Washington D.C.
- [2] Knorr-Bremse Fékrendszerek kft.: A haszonjárművek ESP rendszere, <http://www.knorr-bremse.hu/magazin/200103/hun-old5.html>
- [3] WABCO Holdings Inc.: Electronic Stability Control, http://www.wabco-auto.com/en/products_wabco/brake-stability-control/stability-control/electronic-stability-control-esc
- [4] International Standard: ISO 8855:1991 Road vehicles – Vehicle dynamics and road-holding ability – Vocabulary
- [5] M. Doumiati, O. Sename, J. Martinez, L. Dugard, P. Gaspar, Z. Szabo, J. Bokor: Vehicle yaw control via coordinated use of steering/braking systems, 18th IFAC World Congress, 2011, Milan, Italy
- [6] Balázs Németh, Péter Gáspár: Design of actuator interventions in the trajectory tracking for road vehicles, 50th IEEE Conference on Decision and Control and European Control Conference, Orlando, FL, USA, December 12-15, 2011
- [7] Péter Gáspár, Balázs Németh, József Bokor: Design of an integrated control for driver assistance systems based on LPV methods, American Control Conference, Fairmont Queen Elizabeth, Montréal, Canada, June 27-June 29, 2012
- [8] Aleksander Hac, David Nichols, Daniel Sygnarowicz: Estimation of vehicle roll angle and side slip for crash sensing, SAE 2010 World Congress and Exhibition, Detroit, USA, April, 2010
- [9] Havard Fjær Grip, Lars Imsland, Tor A. Johansen, Thor I. Fossen, Jens C. Kalkkuhl, Avshalom Suissa: Nonlinear vehicle side-slip estimation with friction adaption, Automatica, Vol. 44, pp. 611-622, 2008
- [10] Roel Leenen, Hanno Schouten: Virtual sensors for advanced vehicle stability control, 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Loughborough, UK, August 22-26, 2010
- [11] M. Doumiati, A. Victorino, D. Lechner, G. Baffet, A. Charara: Observers for vehicle tyre/road forces estimations: experimental validation, Vehicle System Dynamics, vol. 48, no. 11, pages 1345-1378, 2010, ISSN 1744-5159
- [12] Prof. Dr.-Ing G. Rill, Prof. Dr.-Ing. Th. Schaeffer: Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation, Vieweg+Teubner, ISBN-10: 3834808881
- [13] R. T. Uil: Tyre models for steady-state vehicle handling analysis, Eindhoven University of Technology, Eindhoven, 2007, <http://alexandria.tue.nl/repository/books/674121.pdf>
- [14] Hans B. Pacejka: Tyre and Vehicle Dynamics Second Edition, ISBN-13: 978-0-7680-1702-1

- [15] Bokor József, Gáspár Péter: Irányítástechnikai járműdinamikai alkalmazásokkal, ISBN-13 978-963-2790-01-5, Typotex kft, Budapest, 2008
- [16] European Parliament and Council of 13 July 2009: Regulation (EC) No 661/2009, 13 July 2009, <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32009R0661:EN:NOT>
- [17] Kőfalusi Pál: ABS-től ESP-ig, Elektronikus menetdinamikai szabályozó rendszerek, Maróti Könyvkereskedés és Könyvkiadó Kft., Budapest, 2005, ISBN-10 963-9005-673
- [18] Robert Bosch GmbH: Conventional Brake Systems, 2000, ISBN: 3-934584-42-X
- [19] Robert Bosch GmbH: Commercial vehicle compressed-air systems (2): Equipment, 1995, ISBN: 3-934584-46-2

Publications in chronology

- [HZ 1] Hankovszki Zoltán, Kovács Roland: Aktív kormányzással támogatott ESP, A jövő járműve, 2009/3-4, 80-87. oldal, X-meditor Lapkiadó, Oktatás- és Rendezvényszervező Kft, HU ISSN 1788-2699
- [HZ 2] Hankovszki Zoltán: Aktív kormányzással támogatott ESP, OTDK 2009 Műszaki szekció, összefoglaló kiadvány
- [HZ 3] Zoltán Hankovszki, Dániel Szabó, Dr. László Palkovics: Simulation technologies and their application in vehicle system design and homologation, Scientific and technical conference, Nizhegorodsky state technical university named after R. E. Alekseev, Nizhny-Novgorod, Russia, 19-20 November 2009
- [HZ 4] Zoltán Hankovszki, Roland Kovács, László Palkovics: Active Steering Enhanced ESP for Commercial Vehicles, 10th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Loughborough University, Loughborough, United Kingdom, August 22-26 2010
- [HZ 5] Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, Trencsényi Balázs: Többtest alapú, valós futásidejű járműmodellek készítése Matlab/Simulink környezetben, Innováció és fenntartható felszíni közlekedés, Budapest, 2010. szeptember 2-4.
- [HZ 6] Zoltán Hankovszki, Roland Kovács, Dr. László Palkovics: Commercial vehicle's active steering strategies, TEAM-AGTEDU 2010, Kecskemét, November 4-5, 2010
- [HZ 7] Zoltán Hankovszki, Roland Kovács, Dr. László Palkovics: Comparison of control strategies in case of commercial vehicle's active steering, 11th IEEE International Symposium on Computational Intelligence and Informatics, Budapest, November 18-20, 2010
- [HZ 8] Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, Dr. Palkovics László: Aktív kormány beavatkozással kiegészített haszongépjármű ESP, A jövő járműve, 2010/1-2, 57-63. oldal, X-meditor Lapkiadó, Oktatás- és Rendezvényszervező Kft, HU ISSN 1788-2699
- [HZ 9] Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, Dr. Palkovics László: Sávtartó haszongépjárművek számára, A jövő járműve, 2010/3-4, 67-72. oldal, X-meditor Lapkiadó, Oktatás- és Rendezvényszervező Kft, HU ISSN 1788-2699
- [HZ 10] Zoltán Hankovszki, Roland Kovács, Dr. László Palkovics: Integration of active steering logic into a classic commercial vehicle ESP, 23rd JUMV International Automotive Conference, Belgrade, 19-21 April, 2011
- [HZ 11] Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, Dr. Palkovics László: Oldalkúszás becslés haszonjárművekre, A jövő járműve, 2011/1-2, 41-45, X-meditor Lapkiadó, Oktatás- és Rendezvényszervező Kft, HU ISSN 1788-2699
- [HZ 12] Baldauf András, Hankovszki Zoltán, Kovács Roland, Dr. Palkovics László: Légfékrendszer szimulációja fix lépésközzel, A jövő járműve, 2011/1-2, X-meditor Lapkiadó, Oktatás- és Rendezvényszervező Kft, HU ISSN 1788-2699

- [HZ 13] Zoltán Hankovszki, Roland Kovács, Dr. László Palkovics: Lane keeping for heavy duty commercial vehicles, 22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Manchester Metropolitan University, Manchester, United Kingdom, 14-19 August, 2011
- [HZ 14] Zoltán Hankovszki, Roland Kovács, Dr. László Palkovics: Electronic stability program with vehicle sideslip estimation, Periodica Polytechnica, 2013 40/1-2, ISSN 1587-3811