

Steer-by-wire kormányrendszer járműmodell alapú irányítása

Lapis Leonárd

PhD-hallgató

BME IIT

ThyssenKrupp Presta Hungary Kft

Dr Fazekas Csaba

Fejlesztőmérnök

ThyssenKrupp Presta Hungary Kft

Dr Kiss Bálint

Docens

BME IIT

Ideális kormányrendszerrel a jármű kanyarodását közvetlenül lehet meghatározni a kormánykerékkel a körülményektől függetlenül, miközben a jármű dinamikájáról és a környezetről is visszacsatolást kell biztosítani a vezető részére a kormányrendszeren keresztül. Ehhez ún. steer-by-wire technológia szükséges. Célunk egy ideális kormányrendszer szabályozó rendszerének kifejlesztése. Egyszerű, lineáris jármű és kormányzási modellt állítottunk fel, melyeket mérések alapján identifikáltunk. Az egyesített modellre különböző szabályozókat (PID, LQ, H_∞) terveztünk, melyek performanciáit megvizsgáltuk nemlineáris veDYNA járműszimulációs rendszerben.

The ideal steering system directly determines the direction of the car independently from the effects of the environment while it provides a feedback to the driver. It requires the use of steer-by-wire technique. Our aim is to develop the control of the ideal steering system. Linear vehicle model and steering model are established and they are identified based on realistic vehicle simulation (veDYNA). These models are integrated. Different controllers (PID, LQ, H_∞) are designed based on the integrated model. Their performances are analyzed in the vehicle simulator.

BEVEZETÉS

A gépjárművekben jelenleg használt kormányrendszerekkel a jármű kerekeinek iránya határozható meg közvetlenül, amely azonban a kúszás jelensége miatt nem egyezik meg a jármű kanyarodási irányával. Azonban egy ideális kormányrendszerrel a jármű kanyarodását közvetlenül lehet meghatározni a kormánykerékkel a körülményektől (pl. úttól) függetlenül. Továbbá kormányzás közben a jármű dinamikájáról és a környezetről is visszacsatolást kell biztosítani a vezető részére a kormányrendszeren keresztül.

Ideális kormányzási rendszerhez ún. steer-by-wire [10] (SBW) technológia szükséges, mert így nincs direkt kapcsolat a kormány és a kerekek között. A SBW alsó rendszere a jármű közvetlen irányításáról gondoskodik (elektromos motor a fogaslécen keresztül kormányozza a kerekeket) a felső rendszer pedig a vezető kormányzási szándékát közvetíti az alsó rendszernek, ill. egy másik elektromos motor segítségével nyomatékviszacsatolást ad a vezetőnek.

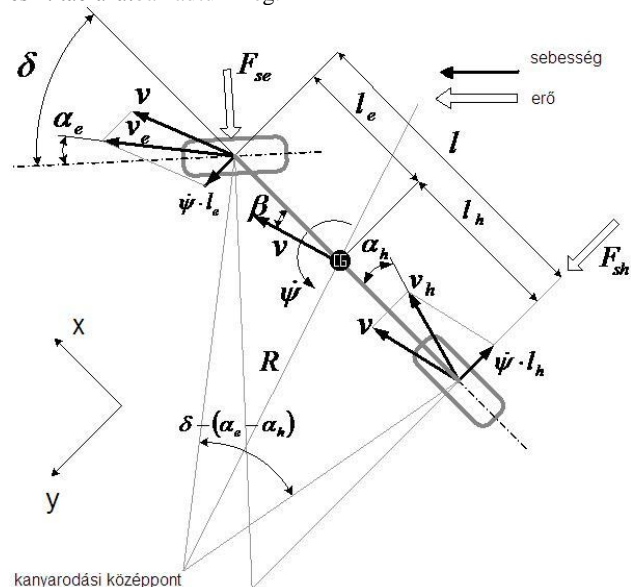
Célunk egy ideális kormányrendszer szabályozási rendszerének kifejlesztése. Első lépésben a jármű irányítását vizsgáljuk meg visszacsatolás nélkül. Egy egyszerűsített lineáris kormányzási és járműmodellt állítottunk fel mérések alapján, ill. a modellek egyesítésével kapott lineáris modellen terveztünk több, különböző szabályozót. Megvizsgáltuk a zárt szabályozási körök performanciáját annak eldöntésére, hogy milyen további hatások figyelembevétele és milyen szabályozási struktúra használata lehetséges, ill. szükséges.

A megvalósítás MATLAB/Simulink környezetben történt, a méréseket a TESIS veDYNA [11] nemlineáris járműszimulációs szoftverben végeztük el, amely nagy működési tartományban reprodukálja a jármű valósághoz közeli viselkedését. A szabályozó tervezéshez felhasználtuk a [7],[8] Toolbox-okat.

A cikk felépítése a következő: először ismertetjük a lineáris járműmodellt, majd bemutatjuk annak paraméter identifikációját; ezután felállítjuk a SBW alsó rendszer modelljét, majd paraméterezzük korábbi mérésekre alapozva [13], illetve egyesítjük a járműmodellel; végül megtervezzük erre a lineáris modellre a szabályozókat, amelyeket összehasonlítunk a nemlineáris veDYNA rendszerben, illetve megfogalmazzuk a továbblépési irányokat.

JÁRMŰMODELL

Vizsgálatainkat egyszerű lineáris járműmodellen, az ún. biciklimodellen [1] végeztük, mely már elég összetett ahhoz, hogy közelítőleg jellemezze a jármű irányváltási tulajdonságait a vizsgálni kívánt tartományban. A biciklimodell használatához a következő feltételezésekkel éltünk: (a1) az egyes tengelyeken lévő kerekek redukálhatók a jármű hossz tengelyére; (a2) dőlés, bólintás elhanyagolható; (a3) tömegközéppontba redukálható a járműtömeg; (a4) függőleges erők állandóak; (a5) hosszirányú erők elhanyagolhatóak; (a6) állandó járműsebesség; (a7) az oldalerő arányos a kúszási szöggel. Az előzetes várakozásaink alapján a modell értelmezési tartománya a 20 – 40 m/s járműsebesség- és 1-5 fokos kerékszög tartomány, ami 16-80 fokos kormányzáshoz felel meg [9]. A biciklimodellt és a használt jelöléseket mutatja az 1. ábra. A változók, illetve a paraméterek definícióját és értékeit az 1. és 2. táblázatban adtuk meg.



1. ábra: Biciklimodell felépítése és a használt jelölések

JÁRMŰMODELL PARAMÉTER IDENTIFIKÁCIÓ

Változó	Jelölés	M.E.
első tengely oldalerő	F_{se}	N
hátsó tengely oldalerő	F_{sh}	N
kerékszög	δ	rad
oldalkúszási szög	β	rad
legyezési szögsebesség	$\dot{\psi}$	rad/s
első kúszási szög	α_e	rad
hátsó kúszási szög	α_h	rad
járműsebesség	v	m/s

1.táblázat: Biciklimodell változói

Paraméter	Jelölés	Érték	M.E.	Forrás
járműtömeg	m_g	1296	kg	veDYNA
tengelytáv	l	2,57	m	veDYNA
első tengely és tömegközéppont távolsága	l_e	1,25	m	veDYNA
hátsó tengely és tömegközéppont távolsága	l_h	1,32	m	veDYNA
z tengelyre vonatkoztatott tehetetlenségi nyomaték	J_{gz}	1750	kgm ²	veDYNA
első kanyarmerevség	C_e	n.a	N/rad	identifikáció
hátsó kanyarmerevség	C_h	n.a	N/rad	identifikáció
Kormánykerék-első kerék áttétel	$i_{stw2whl}$	1/16	-	[9]

2.táblázat: Biciklimodell paramétereit

A járműmodellezés célja az irányváltás leírása, ezért a β oldalkúszási szög és a legyezési szögsebesség a számunkra fontos modellkimenetek. A modell bemenete δ kerékszög. Az 1. ábra alapján felírhatók az (1) dinamikai egyenletek, továbbá előállíthatók az oldalerők és a kúszási szögek kapcsolatát kifejező (2) összefüggések.

$$m_g v \begin{pmatrix} \dot{\psi} + \dot{\beta} \\ \dot{\beta} \end{pmatrix} = F_{se} + F_{sh} \quad J_{gz} \ddot{\psi} = F_{se} l_e - F_{sh} l_h \quad (1)$$

$$F_{se} = C_e \alpha_e \quad F_{sh} = C_h \alpha_h \quad (2)$$

Az értelmezési tartományon belüli kerékszögek esetén jó közelítéssel érvényesek a (3) geometriai összefüggések.

$$\alpha_e = \delta - \beta - \frac{l_e \dot{\psi}}{v} \quad \alpha_h = -\beta + \frac{l_h \dot{\psi}}{v} \quad (3)$$

Felhasználva a (2) és (3) egyenleteket, (1) felírható a (4) állapotegyenlet formájában.

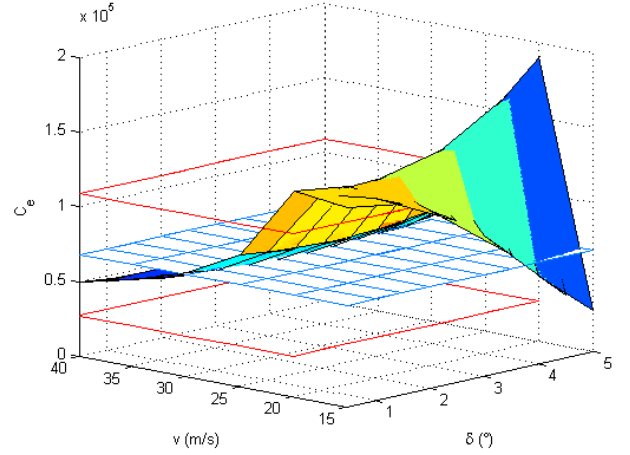
$$\dot{x}_{bic} = A_{bic} x_{bic} + B_{bic} \delta = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(C_e l_e^2 + C_h l_h^2)}{J_{gz} v} & \frac{-(C_h l_h - C_e l_e)}{J_{gz}} \\ \frac{(-m_g v^2 - C_e l_e + C_h l_h)}{m_g v^2} & \frac{-C_e + C_h}{m_g v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_e l_e}{J_{gz}} \\ \frac{C_e}{m_g v} \end{bmatrix} \delta \quad (4)$$

$$y_{bic} = C_{bic} x_{bic} + D_{bic} \delta = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta$$

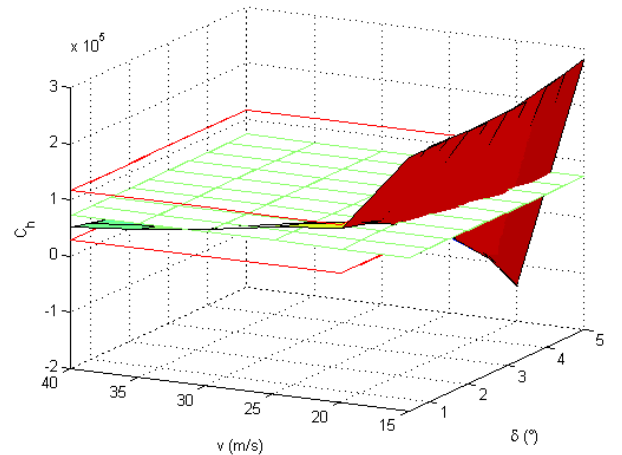
Az identifikáció célja a kanyarmerevségek és a modell értelmezési tartományának meghatározása. Az identifikációhoz szükséges mért jeleket a TESIS veDYNA járműszimulációs szoftver segítségével állítottuk elő. Különböző állandó sebességeken és kerékszög állások mellett a transziensek lecsengése után regisztráltuk a mért kimenetek (legyezési szögsebesség és oldalkúszási szög) végértékét, majd az így adódó munkapontokban visszaszámoltuk a C_e és C_h kanyarmerevség értékeket az (5) összefüggés alapján, amit a (4) állapotegyenletből nyerhetünk állandósult állapotban.

$$\begin{bmatrix} C_e \\ C_h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_e^2 \psi(\infty) + l_e v(\beta(\infty) + \delta(\infty)) & -l_h^2 \psi(\infty) - l_h \beta(\infty) v \\ -l_e \psi(\infty) + v(\beta(\infty) + \delta(\infty)) & l_h \psi(\infty) - v \beta(\infty) \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ m_g v^2 \psi(\infty) \end{bmatrix} \quad (5)$$

A munkaponti kanyarmerevség értékek láthatók a 2. és 3. ábrákon, illetve piros vonalakkal jeleztük a modell értelmezési tartományát a v járműsebesség és δ kerékszög függvényében. Ezek alapján a $C_e = 68000$ N/rad és $C_h = 73000$ N/rad kanyarmerevség értékeket választottuk, melyeket egy-egy síkkal is ábrázoltunk a 2. és 3. ábrákon. Feltételezéseink szerint ezen értékek függetlenek a kerékszögtől és a járműsebességtől.



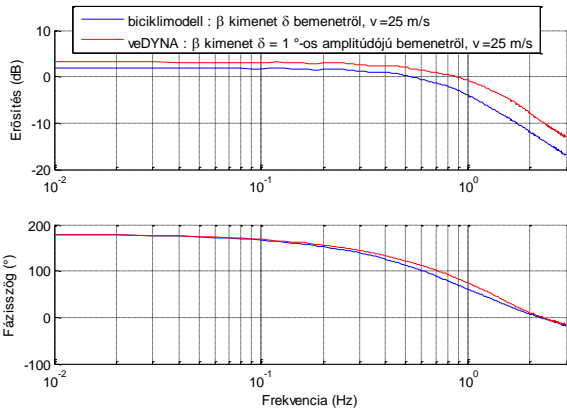
2.ábra: Első kanyarmerevség v és δ függvényében



3.ábra: Hátsó kanyarmerevség v és δ függvényében

DINAMIKUS VERIFIKÁCIÓ

Növekvő frekvenciájú 1 fokos amplitúdójú szinuszos kerékszögjellel gerjesztve a veDYNA-t és a biciklimodelll megállapítható a 4. ábra alapján, hogy 0,01 és 1 Hz közötti frekvenciatartományban várhatunk el közelítőleg hasonló viselkedést. A nagyobb frekvenciákon már jelentősen eltér a két rendszer erősítése.

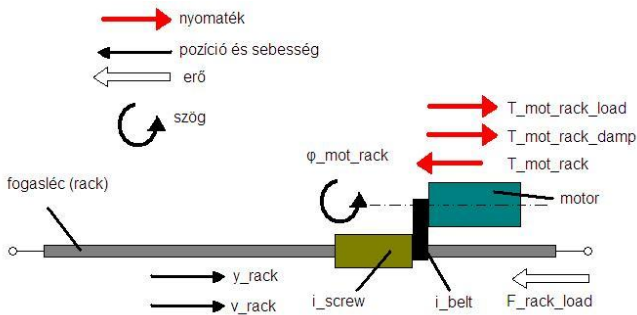


4. ábra: Dinamikus verifikáció 25 m/s sebességen, 1 fokos amplitúdójú kerékszög bemenet esetén

SBW ALSÓ RENDSZER MODELL

Az alsó rendszer tehetetlenségét, csillapítását és az elektromos motor dinamikáját tartalmazó lineáris modellt állítottunk fel. A paramétereiket [13] alapján vettük fel.

A következő modellezési feltételezésekkel éltünk: (b1) nincs statikus súrlódás; (b2) állandó áttételek; (b3) elektromos motort egy egytárolós tagnak tekintjük a kikért és az aktuális nyomaték között; (b4) a motor maximálisan 10 Nm nyomatékot tud kifejteni. A feltételezések alapján a modellre ható erők, illetve a modell főbb adatai a 6. ábrán láthatóak. A változók, illetve a paraméterek definícióját és értékeit a 3. és 4. táblázatokban adtuk meg.



5. ábra: SBW alsó rendszer modell és a használt jelölések

Változó	Jel	Mértékegység
motornyomaték	T_{mot_rack}	Nm
terhelés nyomatéka motor tengelyén	$T_{mot_rack_load}$	Nm
motor csillapítási nyomaték	$T_{mot_rack_damp}$	Nm
fogasléc terhelőerő	F_{rack_load}	N
motor szöggyorsulás	$\ddot{\varphi}_{mot_rack}$	rad/s ²
motor szögsebesség	$\dot{\varphi}_{mot_rack}$	rad/s
kikért motornyomaték	$T_{req_mot_rack}$	Nm
fogasléc pozíció	y_{rack}	m
fogasléc sebesség	v_{rack}	m/s

3. táblázat: SBW alsó rendszer modell változói

Paraméter	Jel	Érték	Mértékegység
motor tehetetlenségi nyomaték	J_{mot_rack}	0,0003	kgm ²
szíjártétel	i_{belt}	2,5	-
golyósorsó áttétel	i_{screw}	650	rad/m
motor időállandó	τ_{motor}	0,0025	s
motor csillapítás	b_{mot_rack}	0,002	Ns/m

4. táblázat: SBW alsó rendszer modell paraméterei [13]

A 6. ábra alapján felírhatóak a (6) dinamikai egyenletek.

$$J_{mot_rack} \ddot{\varphi}_{mot_rack} = T_{mot_rack} - T_{mot_rack_load} - T_{mot_rack_damp} \quad (6)$$

$$\dot{T}_{mot_rack} = \frac{T_{req_mot_rack} - T_{mot_rack}}{\tau_{motor}}$$

A dinamikai egyenletbe behelyettesítjük csillapítási- és terhelőnyomatéokra felírt (7) egyenleteket.

$$T_{mot_rack_damp} = b_{mot_rack} \dot{\varphi}_{mot_rack} \quad (7)$$

$$T_{mot_rack_load} = \frac{1}{i_{belt} i_{screw}} F_{rack_load}$$

A (6) és (7) egyenletek alapján előállítható a (8) állapotegyenlet.

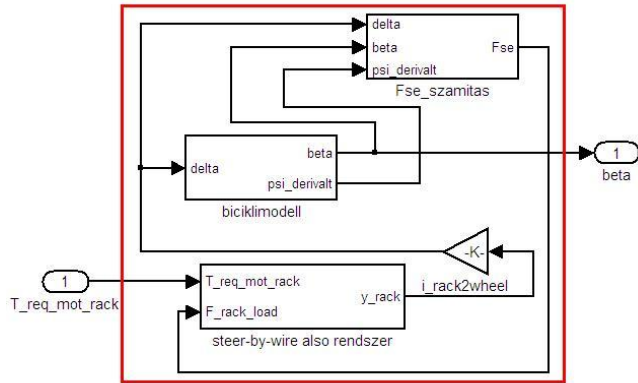
$$\begin{aligned} \dot{x}_{sbw_rack} &= A_{sbw_rack} x_{sbw_rack} + B_{sbw_rack} T_{req_mot_rack} = \\ &= \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{mot_rack} \\ \ddot{\varphi}_{mot_rack} \\ \dot{T}_{mot_rack} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{b_{mot_rack}}{J_{mot_rack}} & \frac{1}{J_{mot_rack}} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_{motor}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{mot_rack} \\ \dot{\varphi}_{mot_rack} \\ T_{mot_rack} \end{bmatrix} + \\ &+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{\tau_{motor}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{req_mot_rack} \\ F_{rack_load} \end{bmatrix} \\ y_{sbw_rack} &= C_{sbw_rack} x_{sbw_rack} + D_{sbw_rack} T_{req_mot_rack} = \\ &= \begin{bmatrix} y_{rack} \\ v_{rack} \\ T_{mot_rack} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{i_{belt} i_{screw}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{i_{belt} i_{screw}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{mot_rack} \\ \dot{\varphi}_{mot_rack} \\ T_{mot_rack} \end{bmatrix} + \\ &+ \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{req_mot_rack} \\ F_{rack_load} \end{bmatrix} \quad (8) \end{aligned}$$

EGYESÍTETT MODELL

Az egyesített modell célja a biciklimodell és a SBW modell összekapcsolása. Ehhez a bemenetek és a kimenetek közötti kapcsolatnak megfelelő definiálása szükséges, ahogyan az a 6. ábrán is látható. A biciklimodell kerékszöge és a fogasléc között kinematikai kapcsolat áll fenn, az áttételt [13] alapján $i_{rack2wheel} =$

6,25 rad/m értékűnek választjuk. A modellek közötti kapcsolatot a (9) egyenletek írják le.

$$\delta = i_{rack2wheel} y_{rack} \quad F_{rack_load} = F_{se} = C_e \left(\delta - \beta - \frac{l_e \dot{\psi}}{v} \right) \quad (9)$$



6.ábra: Egyesített modell

A (4),(8),(9) összefüggésekből felírható az egyesített modell (10) állapotegyenlete.

$$\dot{x}_{int} = A_{int} x_{int} + B_{int} T_{req_mot_rack} = \begin{bmatrix} \dot{x}_{bic} \\ \dot{x}_{sbw_rack} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{bic} & C_{rack(1:2,1:2)} B_{bic} i_{rack2whl} & zero(2,2) \\ A_{int(4,1)} & A_{int(4,2)} & A_{int(4,3)} & A_{sbw_rack}(:,2:end) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{bic} \\ x_{sbw_rack} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} zero(2,1) \\ B_{sbw_rack}(:,1) \end{bmatrix} T_{req_mot_rack}$$

$$y_{int} = C_{int} x_{int} + D_{int} T_{req_mot_rack} = \begin{bmatrix} \psi \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{bic} \\ x_{sbw_rack} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} T_{req_mot_rack}$$

$$A_{int(4,1)} = \frac{C_e l_e}{i_{beltscrew} J_{mot_rack}}$$

$$A_{int(4,2)} = \frac{C_e}{i_{beltscrew} J_{mot_rack}}$$

$$A_{int(4,3)} = \frac{-C_e i_{rack2wheel}}{i_{beltscrew}^2 J_{mot_rack}}$$

(10)

SZABÁLYOZÁS TERVEZÉSE

A jármű irányításához szükséges szabályozó tervezését állandó sebességen (25 m/s) valósítjuk meg a lineáris egyesített modellen. Az egyesített modell szabályozott jellemzője a β oldalkúszási szög, a beavatkozó jel pedig a $T_{req_mot_rack}$ kikért motornyomaték. A szabályozás célja a valóságot közelítőleg jól leíró nemlineáris veDYNA szimulátor járművének referenciakövetése minimális végérték hibával és túllövással, gyors dinamikával az értelmezési tartományban. A PID szabályozó a további szabályozókhoz viszonyítási alapot jelent adott munkapontban, az LQ szabályozótól a stabilitást és gyors performanciát várjuk el egy viszonylag széles tartományban, a H_∞ szabályozótól pedig robusztusságot és megfelelő performanciát várunk el.

A PID szabályozó [2] tervezéshez a MATLAB\Simulink beépített PID blokkját használjuk, a paraméterek hangolása az 5. táblázatban összefoglalt eredményeket adta, a fázisstartelék 75 fok.

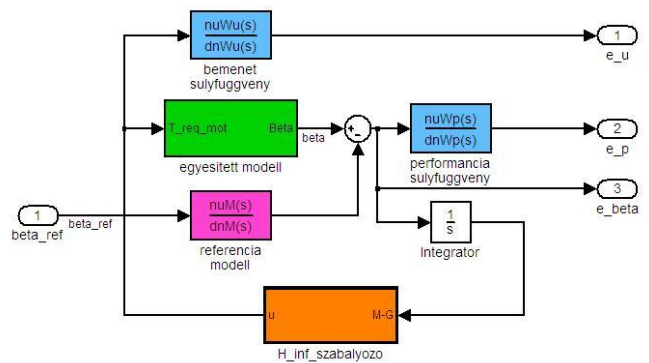
PID paraméter	Érték
arányos tag (P)	10
integráló tag (I)	170
deriváló tag (D)	4,5
szűrő együttható (N)	100

5.táblázat: PID szabályozó paraméterei a lineáris modellen hangolva

Az LQ [3],[6] szabályozó tervezéséhez az egyesített modell kimenetének csak az oldalkúszási szöget hagyjuk meg, így SISO rendszert kapunk. A teljes állapotvisszacsatolással történő szabályozáshoz az egyesített modell állapotvektorának minden eleme előállítható a veDYNA-ból, illetve az alsó rendszer lineáris modelljéből, megfigyelő tervezése nem szükséges. A szabályozó tervezéshez a MATLAB lqry parancsát használjuk, hogy a beavatkozó és a kimeneti energiát közvetlenül súlyozhassuk. A kimeneti és a beavatkozó jel súlymátrixai a (11) egyenletekben láthatók.

$$Q = 10^{10} \quad R = 1 \quad (11)$$

A H_∞ [4],[5],[6] szabályozó tervezésekor az LQ szabályozónál is felhasznált egyesített modell egybemenetű-egykimenetű változatára tervezzük a szabályozót. A tervezéshez MATLAB hinfsyn parancsát használjuk. A 7. ábrán látható a tervezéshez használt P-K struktúra.



7.ábra: H_∞ szabályozó P-K tervezési struktúra

A szabályozás tervezési paraméterei: a referencia modell (12) átviteli függvénye (mely egy kéttárolós lengőtag, a zérusokat a szabályozó-tervező algoritmus numerikus stabilitása érdekében vettük fel); a performancia és a beavatkozó jel súlyfüggvényei (13).

$$M(s) = \frac{10^{-6} s^2 + 10^{-5} s + 1}{2,5 \cdot 10^{-3} s^2 + 8 \cdot 10^2 s + 1} \quad (12)$$

$$W_u(s) = \frac{0,5623 \cdot s + 5623}{0,1778 \cdot s + 10^8} \quad W_p(s) = \frac{1,679 \cdot s + 1496}{3,981 \cdot s + 79,43} \quad (13)$$

SZABÁLYOZÁS TESZTELÉSE

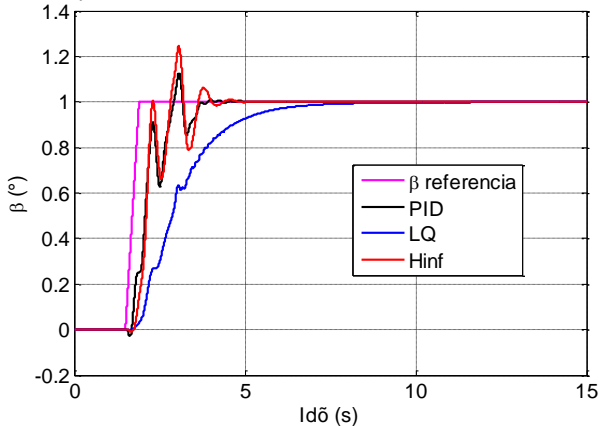
A lineáris modellen realizált szabályozásokat beépítettük veDYNA-ba és a lineáris modellen megtalált paramétereket kezdeti értéként használva finomhangoltuk. A PID szabályozó paramétereit nem volt szükséges módosítani, a fázisstartelék 75 fok maradt. Az LQ szabályozó újrahangolt kimeneti súlymátrixa a (14) összefüggésben látható. A H_∞ szabályozó újrahangolt bemeneti súlyfüggvényét pedig a (15) összefüggés adja meg.

$$Q = 1,1 \cdot 10^7 \quad (14)$$

$$W_u(s) = \frac{0,5623 \cdot s + 5623}{0,1778 \cdot s + 3,162 \cdot 10^9} \quad (15)$$

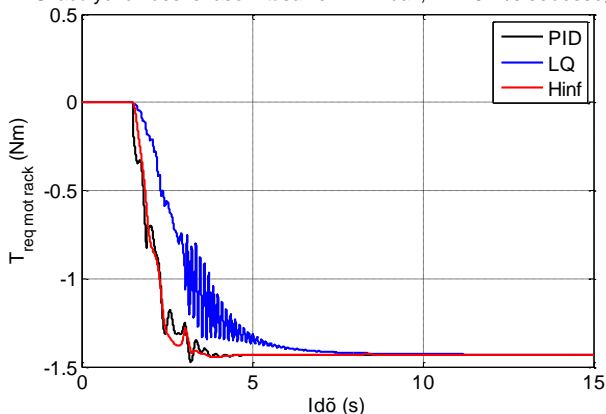
Az egyes szabályozók összehasonlítását számos sebesség és referenciaérték esetén elvégeztük. A 8. ábrán látható ezek közül egy esetben a szabályozott jel, továbbá a 9. ábrán ugyanezen esetben látható a beavatkozó jel alakulása a különböző szabályozók esetén.

Szabályozók összehasonlítása veDYNA-ban, $v = 25$ m/s sebességen



8.ábra: Szabályozók összehasonlítása veDYNA-ban 25 m/s sebességen 1 fokos oldalkúszási szög referencia mellett – referenciakövetés

Szabályozók összehasonlítása veDYNA-ban, $v = 25$ m/s sebességen



9.ábra: Szabályozók összehasonlítása veDYNA-ban 25 m/s sebességen 1 fokos oldalkúszási szög referencia mellett – beavatkozó jel

A 8. ábrán átható, hogy a munkapontban a PID és a H^∞ szabályozó közel azonos gyorsasággal és túllendüléssel reagálnak. Az LQ lassabb dinamikával működik, mert a bemeneti súly további növelésével a beavatkozó jel erőteljesen oszcillálni kezd, ahogyan az már a 9. ábrán is kezd megmutatkozni. A H^∞ szabályozó túllendülése további hangolásokkal csökkenthető, de robosztusságának köszönhetően már ilyen paraméterek mellett is alacsonyabb sebességeken (a biciklimodell értelmezési tartományán kívül) még megfelelő performanciával és stabilan működik, ellentétben a másik két szabályozóval.

TOVÁBBLÉPÉSI LEHETŐSÉGEK A JÁRMŰMODELLBEN

A modellalapú tervezés tényleges előnyei egy pontosabb járműmodell esetén markánsabban érzékelhetők. A jelenleg használt lineáris modell egy igen szűk tartományban használható, a továbblépés mindenképpen nemlinearitások bevezetését jelenti. A járműmodell célszerű bővítési lehetősége egy gumimodell használata, melynek eredménye a kanyarmerevségek folyamatos változása lenne a dinamikai állapottól függően. A változó járműsebesség bevezetése a hosszirányú átterhelődést modellezné, mely a gumimoddal kombinálva jelentősen szélesítheti az értelmezési tartományt, elsősorban a gyorsabb irányváltások felé. A biciklimodell kétnyomú modellé való fejlesztése az oldalirányú

átterhelődést is figyelembe venné, mely a gumimoddal, illetve a változó sebesség figyelembevételével feltehetőleg kielégítő lenne a mi járműirányítási igényeinknek.

ÖSSZEFOGLALÁS

Ideális kormányrendszer szabályozókörének fejlesztéséhez végeztünk előzetes vizsgálatokat. Lineáris jármű és SBW rendszermodellt állítottunk fel, melyek paramétereit identifikáltuk nemlineáris járműszimulátoron végzett mérések alapján. Az integrált rendszerre különböző szabályozókat terveztünk, melyeket a nemlineáris járműszimulátoron finomhangoltunk és a szabályozók performanciáit összehasonlítottuk. A lineáris modell értelmezési tartománya nagyon szűk, így megadtuk a modellfejlesztés további irányait, melyek már a nemlinearitás irányába mutatnak.

KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutatást az ÚMFT TÁMOP-4.2.1/B-09/1/KMR-2010-0002 programja és az Országos Tudományos Kutatási Alapprogramok K-71762 projektje támogatta.

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Zomotor Ádám: Gépjármű menetdinamika, IbB Mérnöki Szakértői Iroda, Budapest, 2006
- [2] Lantos Béla: Irányítási rendszerek elmélete és tervezése I., Akadémiai kiadó, Budapest, 2005
- [3] Lantos Béla: Irányítási rendszerek elmélete és tervezése II., Akadémiai kiadó, Budapest, 2003
- [4] D.W. Gu - P.Hr. Petkov - M. M. Konstantinov: Robust Control Design with MATLAB, Springer, London, 2005
- [5] Rödönyi G - Gáspár P : Robosztus szabályozó tervezése járműirányítási feladatok megoldására, A jövő járműve, II. évfolyam, 1-2. szám, 32-35.o, 2007
- [6] Hankovszki Z - Kovács R - Palkovics L : Aktív kormánybeavatkozással kiegészített haszongépjármű-ESP, A jövő járműve, V. évfolyam, 1-2. szám, 57-63.o, 2010
- [7] Control System Toolbox User's Guide, MathWorks, 2010
- [8] G Balas - R Chianf - A Packard - M Safonov : Robust Control Toolbox User's Guide, MathWorks, 2010
- [9] Y. E. Gu - C. K. Song : Vehicle Modeling with nonlinear tires for vehicle stability analysis, International Journal of Automotive Technology, Vol. 11, No. 3, pp. 339-344, 2010
- [10] P Setlur - J R. Wagner - D M. Dawson - D Braganza : A trajectory tracking steer-by-wire control system for ground vehicles, IEEE Transactions on vehicular technology Vol. 55, No.1, pp. 76-85, 2006
- [11] TESIS DYNAWare veDYNA 3.10 User Manual, Technische Simulation Dynamischer Systeme GmbH, 2010
- [12] Bokor J - Gáspár P : Irányítástechnika járműdinamikai alkalmazásokkal, Typotex, Budapest, 2008
- [13] Cs Fazekas : Models and Controllers of Steer-by-wire System, ThyssenKrupp Presta Report, 2010