

Vörös I., Várszegi B.: Sáv váltás prediktív modell alapú szabályozása, *25th Nemzetközi Gépészeti Konferencia (OGÉT 2017)* Accepted Manuscript, April 27 – 30, 2017, Cluj-Napoca, Romania

## Sáv váltás prediktív modell alapú szabályozása

### Model predictive control of lane change

VÖRÖS Illés (1), VÁRSZEGI Balázs (2)

(1) Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Műszaki Mechanikai Tanszék,

(2) Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Műszaki Mechanikai Tanszék és MTA-BME  
Lendület Emberi Egyensúlyozás Kutatócsoport

1111 Budapest, Műegyetem rkp. 5, Tel.: +36 1 4631369, Fax: +36 1 463 3471,

E-mail: illes.voros@gmail.com, varszegi@mm.bme.hu, Web: <http://www.mm.bme.hu/>

#### Abstract

*In this paper the lateral positioning of cars is studied: the goal is reaching movement along a desired straight line, which can be interpreted as a lane change. This is achieved using a model predictive control method (the so-called Finite Spectrum Assignment, FSA) that makes decisions based on a simplified model of the plant. The stability of the control system is investigated, and the results are verified via numerical simulation.*

#### Összefoglaló

*Cikkünkben járművek oldalirányú pozicionálásával foglalkozunk: célunk adott kezdeti pozícióból egy előírt egyenesen történő haladás elérése, ami tekinthető egy sáv váltásnak. Ehhez egy prediktív modell alapú szabályozási módszert (Véges Spektrum Hozzárendelés, FSA) alkalmazunk, amely a szabályozandó rendszer egy egyszerűsített modellje alapján avatkozik be a rendszerbe. Vizsgáljuk a szabályozás stabilitását, majd az eredményeket numerikus szimulációval ellenőrizzük.*

**Kulcsszavak:** prediktív szabályozás, Finite Spectrum Assignment, időkésés, stabilitás

## 1. BEVEZETÉS

A technika fejlődésével egyre több vezetést támogató rendszer kerül beépítésre napjaink gépjárműveibe. A jármű oldalirányú pozicionálása a sávtartó, illetve sáv váltó rendszerek technológiájához köthető, melyek segítségével jelentősen csökkenthető a figyelmetlen sávellahagyásból adódó balesetek száma.

## 2. MECHANIKAI MODELLEK

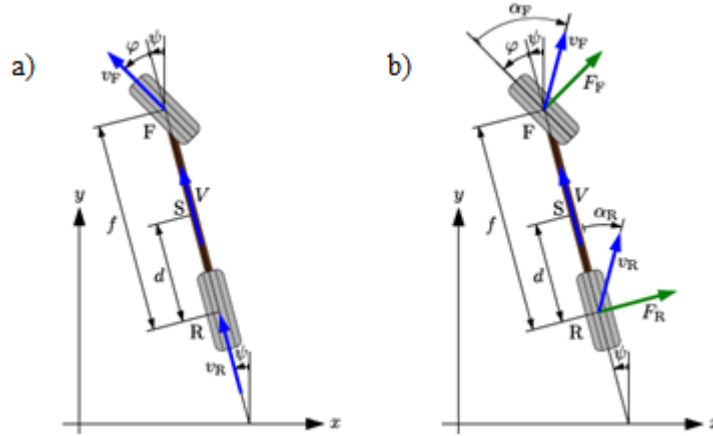
A jármű mozgásának leírásához kétféle mechanikai modellt állítunk fel, konstans hosszirányú sebességgel ( $V$ ). Ezek az 1. ábrán láthatóak. Az első, egyszerűbb modell tisztán kinematikai, azaz nem veszi figyelembe a járműre ható erőket. A második modell már tartalmazza a kerék-talaj kapcsolat egy egyszerű leírását is, így az egy lépéssel jobban közelíti a valóságot. A vizsgálataink során a kinematikai járműmodellt alkalmazzuk a szabályozó belső modelljeként, ami alapján a kormányzógon ( $\varphi$ ) keresztül avatkozunk be a rendszerbe.

### 2.1. Kinematikai modell

A kinematikai modell esetén feltételezzük, hogy a mozgás során a sebességvektorok iránya a tengelyek mentén megegyezik a kerekek irányultságával, azaz a kúszási szög zérus. A rendszer mozgásegyenletei a következők:

$$\dot{x} = -V \sin \psi, \quad \dot{y} = V \cos \psi, \quad \dot{\psi} = Vf^{-1} \tan \varphi, \quad (1)$$

ahol  $x$  és  $y$  a hátsó tengely középpontjának koordinátái,  $\psi$  a jármű szöghelyzete,  $f$  pedig a tengelytáv.



1. ábra

A jármű a) kinematikai és b) dinamikai modellje.

## 2.2. Dinamikai modell

A dinamikai modellben már megjelenik a kerekek kúszási szöge ( $\alpha_F$ ,  $\alpha_R$ ), amelyről feltételezzük, hogy arányos a kerékre ható oldalirányú erőkkel [1]. A mozgásegyenleteket az Appell – Gibbs módszerrel [2] levezetve a következő differenciálegyenlet rendszert kapjuk:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \sigma_1 \cos \psi - V \sin \psi, \\ \dot{y} &= \sigma_1 \sin \psi + V \cos \psi, \\ \dot{\psi} &= \sigma_2, \\ m(\dot{\sigma}_1 - V\sigma_2) &= 2\alpha_F C_F \cos \varphi \frac{-dm(f-d) + \theta}{\theta} + 2\alpha_R C_R \frac{d^2 m + \theta}{\theta}, \\ \theta \dot{\sigma}_2 &= -2\alpha_F C_F \cos \varphi (f-d) + 2\alpha_R C_R d, \end{aligned} \quad (2)$$

ahol  $\sigma_1$  és  $\sigma_2$  rendre a jármű oldalirányú sebessége és szögsebessége,  $m$  a jármű tömege,  $\theta$  a súlypontra vonatkoztatott tehetetlenségi nyomatéka,  $d$  a súlypont hátsó tengelytől mért távolsága,  $C_F$  és  $C_R$  pedig rendre az első, illetve hátsó kerék oldalirányú merevsége.

## 3. PREDIKTÍV SZABÁLYOZÁS

A jármű oldalirányú pozicionálását prediktív modell alapú szabályozással végezzük. Ezen szabályozási módszerek között az egyik legelterjedtebb megoldás az úgynevezett Véges Spektrum Hozzárendelés (Finite Spectrum Assignment, FSA) [3]. A módszer alap gondolata, hogy egy, a rendszer dinamikáját pontosan leíró modell segítségével a pillanatnyi állapot ismeretében bármely időpontra meg tudjuk határozni a rendszer állapotát. Tehát a késéssel terhelt jelet alapul véve a szabályozó meg tudja becsülni, hogy valójában hol tart a folyamat, és a becsült jelet alapján tud beavatkozni a rendszerbe. Ehhez általános esetben a beavatkozójelet a következő módon állítjuk elő:

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{K} e^{\tilde{\mathbf{A}}\tilde{\tau}} \mathbf{x}(t) + \mathbf{K} \int_{-\tilde{\tau}}^0 e^{-\tilde{\mathbf{A}}s} \tilde{\mathbf{B}} \mathbf{u}(t+s) ds, \quad (3)$$

ahol  $\mathbf{u}(t)$  a beavatkozó jelek vektora,  $\mathbf{x}(t)$  az állapotvektor, a szabályozó belső modelljének rendszermátrixa  $\tilde{\mathbf{A}}$ , bemeneti mátrixa  $\tilde{\mathbf{B}}$ , becsült időkésése  $\tilde{\tau}$ , valamint  $\mathbf{K}$  az erősítési tényezők vektora.

Tehát a szabályozó a legfrissebb elérhető visszacsatolást, valamint az időkézés időtartama alatt kiadott jelet veszi alapul a pillanatnyi beavatkozó jel előállításához.

Esetünkben, a szabályozáshoz a kinematikai járműmodell linearizált egyenleteit alapul véve, a kormányzógot a következő módon állítjuk elő:

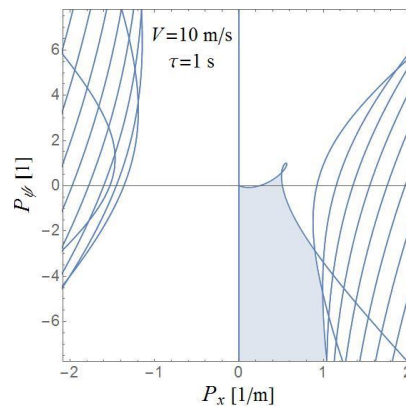
$$\varphi(t) = (P_x \quad P_\psi) \begin{pmatrix} 1 & -\tilde{V}\tilde{\tau} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x(t) \\ \psi(t) \end{pmatrix} + (P_x \quad P_\psi) \int_{-\tilde{\tau}}^0 \begin{pmatrix} 1 & -s\tilde{V} \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ \tilde{v}/\tilde{r} \end{pmatrix} \varphi(t+s) ds. \quad (4)$$

### 3.1. Stabilitásvizsgálat

A járműmodell mozgásegyenleteit az  $x = 0$  egyenesen történő haladás, mint egyensúlyi helyzet körül linearizálva, valamint a kormányzó fenti kifejezésével kiegészítve elvégezhető a rendszer stabilitásvizsgálata [4].

Ha a szabályozó belső modellje pontosan egyezik a szabályozandó rendszerrel (azaz a kinematikai modell szabályozását végezzük el a fenti módon, a modell és a szabályozó paramétereinek egyezése mellett), akkor visszakapjuk az időkézés nélküli, hagyományos állapotvisszacsatolás stabilitási feltételeit. Ez előremenetben a  $P_x - P_\psi$  paramétersík teljes jobb alsó síknegyede.

Ezzel szemben a dinamikai járműmodell kapcsán azt az esetet vizsgáljuk, amikor a szabályozandó rendszernek egy egyszerűsített modellje alapján végezzük a szabályozást, a valós alkalmazáshoz hasonlóan. Ekkor már a paraméterek tökéletes ismerete esetén is jelentősen lecsökken a stabil tartomány az ideális esethez képest (lásd 2. ábra szürkített terület).



2. ábra

*A dinamikai modell stabilitási térképe, ahol a szürkített tartomány jelöli a stabil, míg a fehér az instabil egyensúlyi helyzethez tartozó szabályozó paraméterpárokat.*

A  $P_x = 0$  egyenes képezi a statikus stabilitásvesztés határát (függetlenül a belső modell pontosságától), míg a többi határgörbe mentén rezgéssel veszíti el a rendszer a stabilitását. Azonban a gyakorlati megvalósítás során egyéb megfontolásokat is figyelembe kell venni az erősítési paraméterek megválasztásakor, mert az FSA szabályzóban szereplő integrál tag numerikus közelítéséből adódó (magas frekvenciás) hatások okozhatják az elméletileg stabil rendszer instabilitását [5].

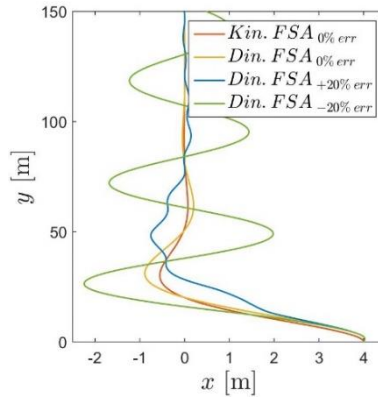
### 3.2. Numerikus szimulációk

A rendszer működését numerikus szimulációkkal ellenőriztük. A szimulációk készítése során az 1. táblázatban szereplő adatokból indultunk ki, és a nemlineáris egyenleteket oldottuk meg. A kezdeti értékeket úgy választottuk meg, hogy egy 4 méter szélességű sávváltást modellezzünk, egyenes vonalú pályán:  $t \leq 0$  esetén  $x(t) = 4$ , míg  $\psi(t) = 0$ , valamint  $y(0) = 0$ . Erősítési tényezőknek olyan értékeket választottunk, amelyek mellett a paraméterek nagy hibája esetén is stabil marad a rendszer, cserébe a beállítás sebessége nem az elérhető legnagyobb.

A numerikus szimuláció során alkalmazott paraméter értékek

1. táblázat

$V$ [m/s]	$\tau$ [s]	$f$ [m]	$d$ [m]	$m$ [kg]	$\theta$ [kgm <sup>2</sup> ]	$C_F$ [N]	$C_R$ [N]	$P_x$ [1/m]	$P_\psi$ [1]
10	1	4	2	1900	2900	50000	50000	0,06	-0,5



3. ábra

A numerikus szimulációk eredménye

A szimulációk során az ideális esetet vettük referenciának, azaz amikor a kinematikai modell alapú szabályozóval magát a kinematikai modellt irányítjuk (a paraméterek pontos ismerete mellett). A 3. ábrán látható, hogy ehhez képest nem romlik jelentősen a szabályozás minősége, ha a valóságot jobban közelítő, dinamikai modellt vizsgáljuk ugyanazzal a szabályozóval. Nagyobb sebességeknél, illetve kisebb gumimerevség esetén azonban megnő a két modell közötti különbség. (A szimulációk számszerűsített eredményei a 2. táblázatban láthatók – szabályozási idő alatt azt a legkisebb  $t_0$  időpillanatot értjük, amelyre teljesül, hogy  $\forall t > t_0$  esetén  $|x(t)| < 0,02 |x(0)|$ .)

A belső modellparaméterek nagyobb mértékű pontatlanságának is megvizsgáltuk a hatását: amennyiben a valóságnál nagyobb sebességet és időkécsést feltételezünk (a tengelytávról feltételezzük, hogy pontosan ismert), a beállítás csak kis mértékben lesz bizonytalanabb, még 20%-os hiba esetén is. Ezzel szemben, ha alábecsüljük a jármű sebességét és az időkécsést (lényegében az egységnyi időkécsés alatt megtett utat), jóval nagyobb túllövással, és lengések kíséretében történik meg a beállítás. Viszont 10%-os hiba esetén ez még nem jelentős, tekinthető némi korrigálásnak a sávon belül.

A szabályozás minőségi jellemzői

2. táblázat

	Szabályozási idő [s]	Túllövés [m]
Kin. FSA 0% hiba	2,02	0,551
Din. FSA 0% hiba	7,52	0,889
Din. FSA +20% hiba	11,42	0,752
Din. FSA -20% hiba	15,58	2,243

## FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Pacejka H. B., Tyre and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2006.  
 [2] Gantmacher F., Lectures in Analytical Mechanics, MIR Publisher, Moscow, 1975.  
 [3] Manitius A. Z., Olbrot A. W., Finite spectrum assignment problem for systems with delays, IEEE Transactions on Automatic Control, 1979, 24/4, 541-553.  
 [4] Molnár T., Insperger T., On the robust stabilizability of unstable systems with feedback delay by finite spectrum assignment, Journal of Vibration and Control, Sage Publications, 2016, 22/3, 649-661.  
 [5] Michiels W., Niculescu S.-I., Stability and Stabilization of Time Delay Systems – An Eigenvalue Based Approach, SIAM Publications, Philadelphia, 2007.