



Directional Vehicle Stability Prototyping Using HIL Simulation Ověření systému řízením jízdy automobilu metodou HIL simulací

KLEČKA, Radim

Ing.,  Katedra ATR-352, VŠB-TU Ostrava, 17. listopadu, Ostrava - Poruba, 708 33,
 radim.klecka.st@vsb.cz

Abstrakt: Problematika modelování a simulací je v současné době v různých odvětvích velmi aktuální téma a automobilový průmysl nevyjímá. Matematických simulací se využívá jak při vývoji samotných nových vozů, tak i pro vývoj a testování nejrůznějších bezpečnostních systémů, mezi které patří např. ABS, ASR, ESP, atd.

Tento příspěvek se zabývá tvorbou simulačního modelu vozidla pro testování bezpečnostního systému ABS. Při realizaci takového systému byl použit simulační program MATLAB/Simulink, ve kterém jsem vytvořil prostorový matematický model vozidla. Model se skládá z S-funkcí, které jsou napsány v jazyce C. To napomáhá lepší přenositelnosti mezi různými verzemi programu MATLAB/Simulink. Tento simulační model získává vstupní informace o úhlu natočení volantu, poloze plynového a brzdového pedálu z herního zařízení. Díky tomuto propojení můžeme nejenom jednodušeji realizovat rozdílné jízdní situace, ale celá funkce simulačního modelu se přiblížila řízení skutečného automobilu. Pro výstup je vytvořena virtuální realita, která dokáže lépe interpretovat průběh chování vozidla v testovaných jízdních situacích.

Klíčová slova: automobil, simulace, MATLAB, stabilizační systém, virtuální

1 Úvod

Automobil si lze představit jako soustavu tvořenou čtyřmi koly a karosérií. Tyto tělesa jsou mezi sebou spojeny pružinami, tlumiči, nápravou a zavěšením kol. V důsledku toho, že každé volně se pohybující těleso má šest stupňů volnosti, je celkový počet stupňů volnosti roven 30. To znamená, abychom popsali takovou soustavu, je nutné vytvořit stejný počet diferenciálních rovnic, které jsou navzájem provázány. Nicméně, k této soustavě můžeme ještě přidat další pohybové rovnice, například pro řídicí ústrojí, hnací ústrojí, náklad uložený ve vozidle, atd. Tím počet stupňů volnosti dále narůstá. Z toho důvodu se připouštějí určité zjednodušení. To znamená, že při praktické aplikaci vytváříme takové matematické modely, které řeší konkrétní problém a její složitost je adekvátní k výkonu použité výpočetní techniky.

2 Matematický model vozidla

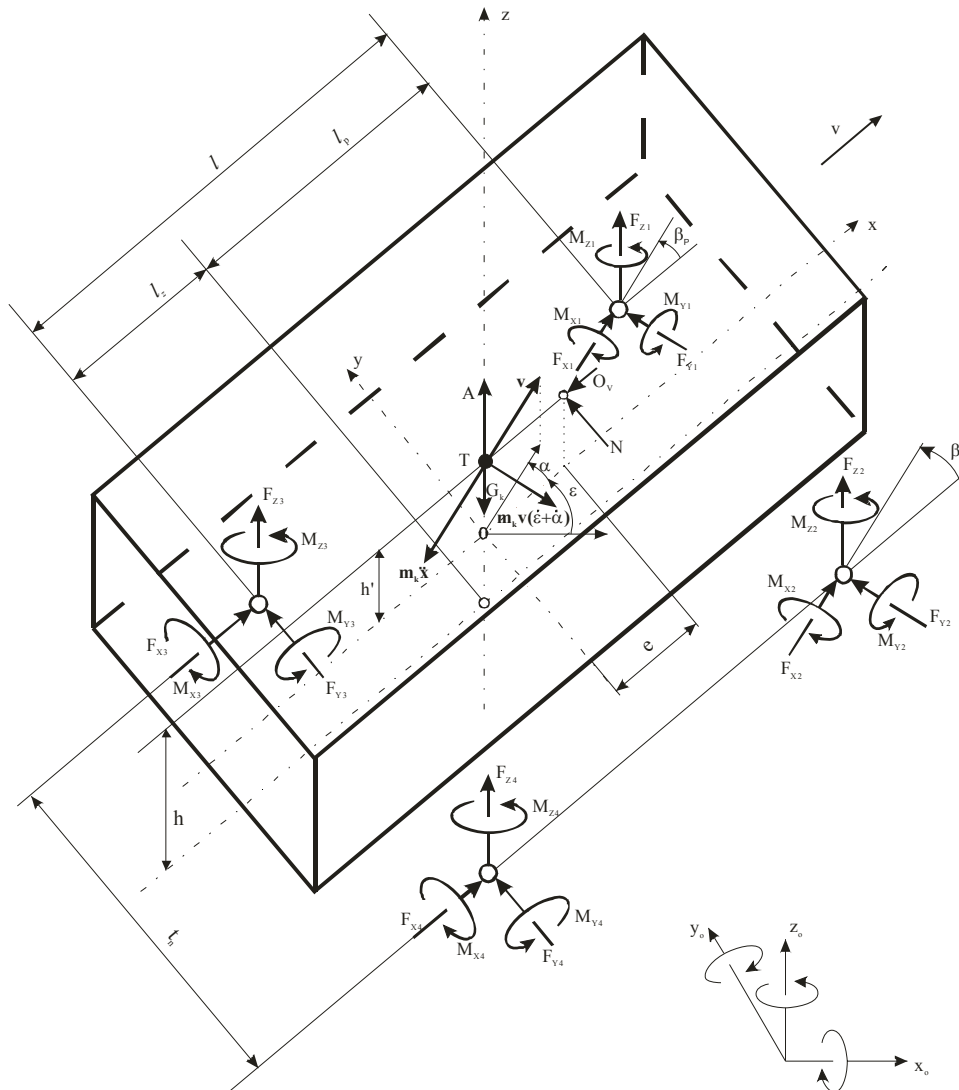
Matematické modely můžeme rozdělit do dvou skupin a to na rovinné (plošné) a prostorové. V případě rovinného dynamického modelu pracujeme pouze ve zvolených dvou osách. To znamená, že můžeme vyšetřovat pouze síly nebo momenty, které ovlivňují pohyb tělesa v daných dvou osách.

Prostorový model nám umožňuje komplexně vyšetřovat průběhy ve všech směrech. Dále může být matematický model popsán buď soustavou lineárních pohybových rovnic nebo soustavou nelineárních diferenciálních rovnic, viz [KORTŮM, LUNGNER 1993, MITSCHKE, WALLENTOWITZ 2003, VLK 2000].

2.1 Prostorový model automobilu

Prostorový model automobilu můžeme vytvořit jak pro ustálenou, tak i neustálenou rychlost jízdy. V případě ustálené rychlosti uvažujeme pouze boční síly působící na jednotlivá kola popř. nápravu.

V případě vyšetřování neustálené rychlosti vozidla je nutné do tohoto modelu zakomponovat model pneumatiky, který počítá síly v podélném a příčném směru v místě styku kola s vozovkou.



Obrázek 1 – Síly a momenty působící na vozidlo

Rovnováha sil ve směru osy x

$$m\ddot{x} = F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4} - O_V, \quad (1)$$

- kde je m – klopná hmotnost vozidla [kg],
 \ddot{x} – podélné zrychlení vozidla [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$],
 F_{Xi} – obvodová síla působící na i -té kolo [N],
 O_V – vzdušný odpor [N].

Rovnováha sil ve směru osy y

$$m\dot{x}(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha}) = F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4} + N, \quad (2)$$

- kde je \dot{x} – podélná rychlost vozidla [m.s⁻¹],
 $\dot{\varepsilon}$ – stáčivá rychlost vozidla [rad.s⁻¹],
 $\dot{\alpha}$ – úhlová rychlost směrové úchylky [rad.s⁻¹],
 F_{Yi} – boční vodící síla působící na i-té kolo [N],
 N – boční vzdušná síla [N].

Rovnováha momentů kolem osy z

$$J_Z \ddot{\varepsilon} = (l_P - n_{\alpha P})(F_{Y1} + F_{Y2}) - (l_Z + n_{\alpha Z})(F_{Y3} + F_{Y4}) + (-F_{X1} + F_{X2} - F_{X3} + F_{X4}) \frac{t_n}{2} + Ne, \quad (3)$$

- kde je e – rameno pro vzdušný stáčivý moment [m],
 J_Z – moment setrvačnosti vozidla k ose z [kg.m²],
 l_P – vzdálenost přední nápravy od těžiště [m],
 l_Z – vzdálenost zadní nápravy od těžiště [m],
 $n_{\alpha P}$ – závlek předních pneumatik [m],
 $n_{\alpha Z}$ – závlek zadních pneumatik [m],
 t_n – rozchod kol [m],
 $\ddot{\varepsilon}$ – stáčivé zrychlení vozidla [rad.s⁻²].

Rovnováha momentů kolem osy y

$$J_Y \ddot{\varphi} = -K_\varphi \dot{\varphi} - C_\varphi \varphi + Gh_k \varphi - (F_{Z1} + F_{Z2})l_P + (F_{Z3} + F_{Z4})l_Z - (F_{X1} + F_{X2} + F_{X3} + F_{X4})h + (-F_{Z1} - F_{Z2} - F_{Z3} - F_{Z4})f(h - r_d), \quad (4)$$

- kde je C_φ – klonící tuhost [N.m.rad⁻¹],
 f – součinitel valivého odporu [-],
 F_{Zi} – radiální reakce i-té kola [N],
 h – výška těžiště [m],
 h_k – svislá vzdálenost těžiště od osy klopení [m],
 J_Y – moment setrvačnosti vozidla k ose y [kg.m²],
 K_φ – klonící tlumení [N.m.s.rad⁻¹],
 r_d – dynamický poloměr kola [m],
 $\ddot{\varphi}, \dot{\varphi}, \varphi$ – klonění karosérie [rad.s⁻², rad.s⁻¹, rad].

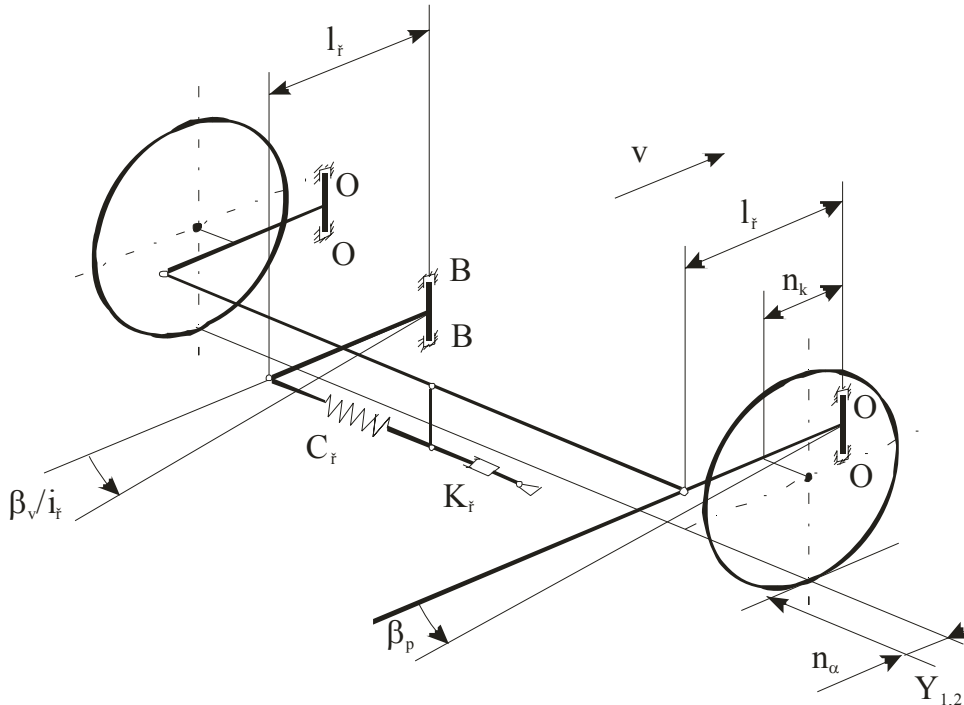
Rovnováha momentů kolem osy xT

$$J_X \ddot{\psi} = -K_\psi \dot{\psi} - C_\psi \psi + Gh_k \psi + (F_{Y1} + F_{Y2} + F_{Y3} + F_{Y4})h + (F_{Z1} - F_{Z2} + F_{Z3} - F_{Z4}) \frac{t_n}{2}, \quad (5)$$

- kde je C_ψ – klopná tuhost [N.m.rad⁻¹],
 J_X – moment setrvačnosti vozidla k ose xT [kg.m²],
 K_ψ – klopné tlumení [N.m.s.rad⁻¹],
 $\ddot{\psi}, \dot{\psi}, \psi$ – klopení karosérie [rad.s⁻², rad.s⁻¹, rad].

2.2 Model řídicího ústrojí

K modelu vozidla můžeme přidat náhradní model řídicího ústrojí. Pro něj lze napsat momentová rovnice vzhledem k osám rejdových čepů. Právě kolem rejdových čepů O-O se kola natačejí a jsou vzájemně spojeny řídicími pákami o délce l_f a spojovací tyčí řízení, která nám zaručuje pootočení obou předních kol o stejný úhel β_V , viz [VLK 2000].



Obrázek 2 – Model řídicího ústrojí

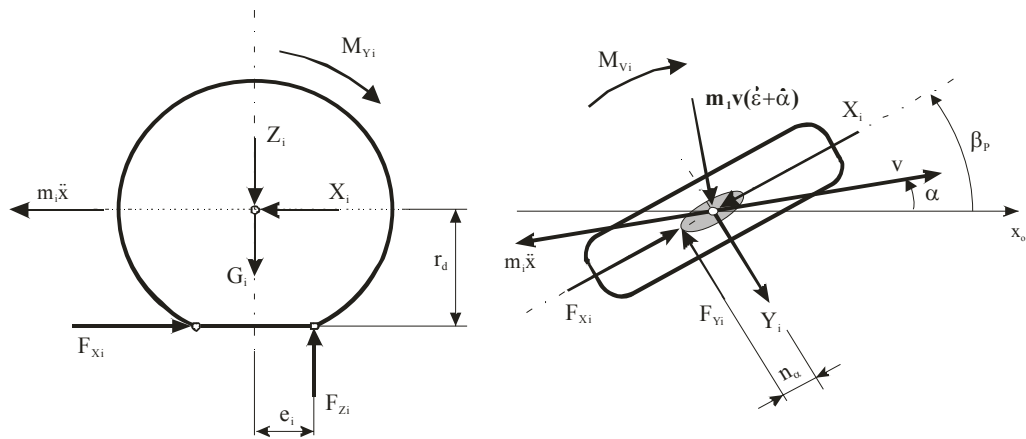
Rovnováha momentů vzhledem k osám rejdových čepů O-O

$$J_o \ddot{\beta}_p = -K_f \dot{\beta}_p - C_f \beta_p + \frac{C_f}{i_f} \beta_V + 2M_{G_z} + J_o \ddot{\epsilon} - (n_k + n_{ap})(F_{Y1} + F_{Y2}), \quad (6)$$

- kde je C_f – tuhost řízení [N.m.rad⁻¹],
 J_o – moment setrvačnosti předních kol k rejdovým čepům [kg.m²],
 i_f – převod řízení [-],
 K_f – tlumení řízení [N.m.s.rad⁻¹],
 n_k – konstrukční závlek [m],
 $\ddot{\beta}_p, \dot{\beta}_p, \beta_p$ – úhel natočení předních kol [rad.s⁻², rad.s⁻¹, rad],
 β_V – úhel natočení volantů [rad].

2.3 Model kola

Při pohybu automobilu kolo vykonává dva pohyby. Rotační pohyb kolem osy kola úhlovou rychlostí ω a podélný pohyb rychlostí v . Následně můžeme sestavit dvě pohybové rovnice, viz [NOSKIEVIČ 1999].



Obrázek 3 – Síly a momenty působící na i-te kolo

Pohybová rovnice popisující pohyb v podélném směru

$$m_i \ddot{x}_i = F_{xi} - X_i, \quad (7)$$

- kde je F_{xi} – obvodová síla [N],
 m_i – hmotnost kola [kg],
 \ddot{x}_i – podélné zrychlení kola [m.s⁻²],
 X_i – reakční síla ve směru osy x [N].

Pohybová rovnice popisující rotační pohyb

$$J_K \ddot{\phi}_i = M_{yi} - F_{xi} r_d, \quad (8)$$

- kde je J_K – moment setrvačnosti kola k ose otáčení [kg.m²],
 M_{yi} – moment působící na kolo kolem osy y [Nm],
 $\ddot{\phi}_i$ – úhlové zrychlení kola [rad.s⁻²].

3 Matematický model pneumatiky

Matematický model pneumatiky je jedna ze základních částí modelu dynamiky vozidla. V současné době jich existuje celá řada [KIENCKE, NIELSEN 2005]:

- HSRI
- Magic Formula
- F-Tire
- TM-Easy
- SWIFT-Tyre (Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre)
-

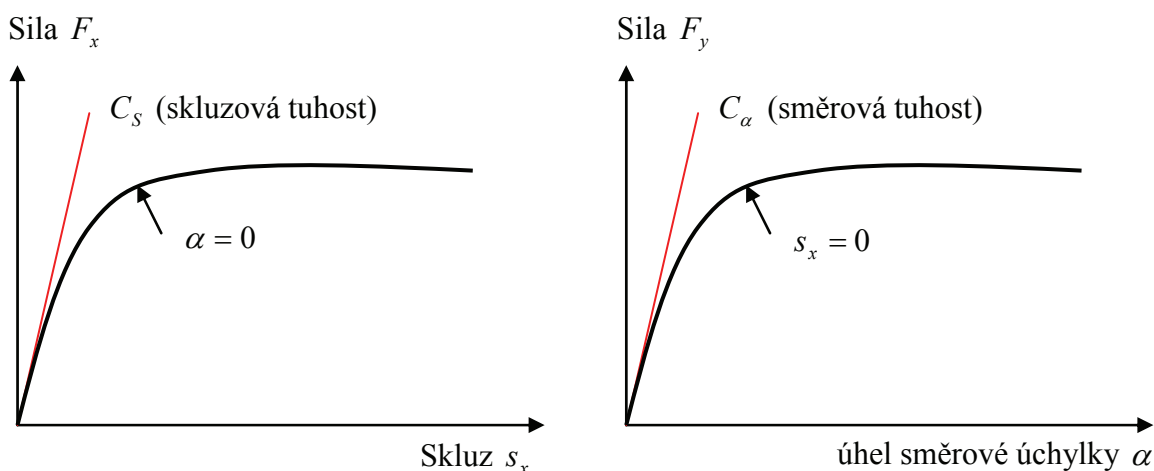
3.1 Model pneumatiky HSRI

Jedná se o nelineární matematický model. Vstupy do tohoto modelu jsou: radiální reakce kol F_{zi} , úhel směrové úchyly kola α , skluz s_x , který vyjádříme na základě znalosti obvodové rychlosti kola u a úhlové rychlosti kola ω .

Výpočet obvodové a boční síly se liší podle toho, zda ve stopě vzniká nebo nevzniká smyk. Pro rozlišení těchto dvou případů je zavedena pomocná veličina s_R .

$$s_R = \frac{\sqrt{(C_S s_x)^2 + (C_\alpha \operatorname{tg} \alpha)^2}}{\mu(1+s_x)F_Z}, \quad (9)$$

kde je C_S – skluzová tuhost pneumatiky [N.m⁻¹],
 C_α – směrová tuhost pneumatiky [N.m⁻¹],
 s_x – skluz [-],
 α – úhel směrové úchyly vozidla [rad],
 μ – součinitel přilnavosti [-].



Obrázek 4 – Definice skluzové a směrové tuhosti

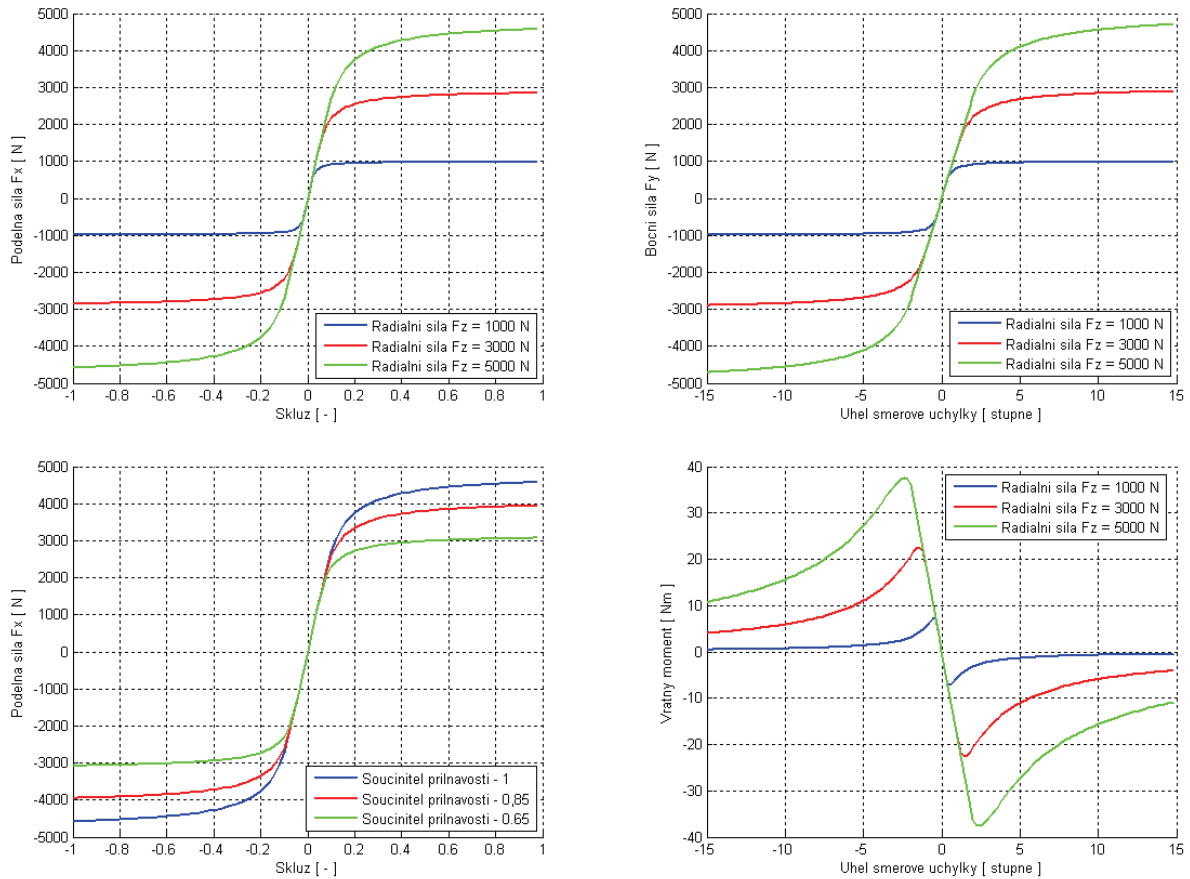
Mezní hodnota, která rozlišuje tyto dva stavy, je 0,5. Pro výpočet obvodové síly a boční vodící síly slouží rovnice 10, resp. 11.

- a) $s_R \leq 0,5$ - nevzniká smyk, pouze tření
b) $s_R > 0,5$ - vzniká jak tření, tak smyk

$$F_x = \begin{cases} C_S \frac{s_x}{(1+s_x)} & : s_R \leq 0,5 \\ C_S \frac{s_x}{(1+s_x)} \cdot \frac{s_R - 0,25}{s_R^2} & : s_R > 0,5 \end{cases}, \quad (10)$$

$$F_y = \begin{cases} C_\alpha \frac{\tan \alpha}{(1+s_x)} & : s_R \leq 0,5 \\ C_\alpha \frac{\tan \alpha}{(1+s_x)} \cdot \frac{s_R - 0,25}{s_R^2} & : s_R > 0,5 \end{cases}, \quad (11)$$

Směrové charakteristiky pneumatiky pro matematický model HSRI ukazuje obrázek 5. Je zde vykreslen průběh podélné síly F_x a boční síly F_y , při různých velikostech radiální reakce F_Z . Dále je zde průběh podélné síly F_x , při různých součinitelích přilnavosti a hodnota vratného momentu v závislosti na úhlu směrové úchyly.



Obrázek 5 – Směrové charakteristiky pneumatiky pro model HSRI

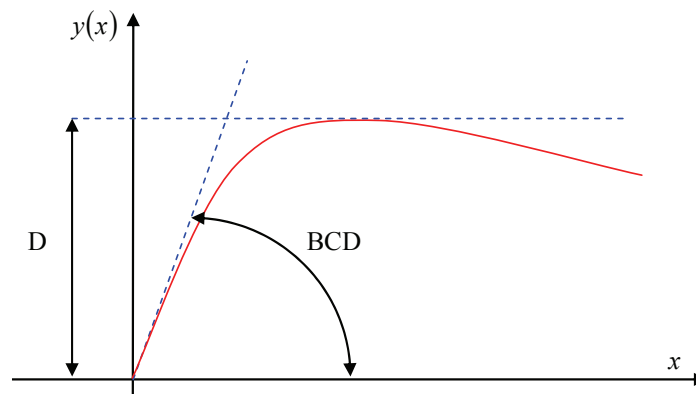
3.2 Semi-Empirický model

Tento matematický model se velmi často používá v různých oblastech, kde je vyžadován model pneumatiky, např. počítačové hry (automobilové simulátory). Někdy bývá taktéž označován jako „Pacejka Magic Formula“ podle jména autora. Základem tohoto modelu je rovnice 12.

$$y(x) = D \sin(C \arctan(Bx - E(Bx - \arctan(Bx)))) \quad (12)$$

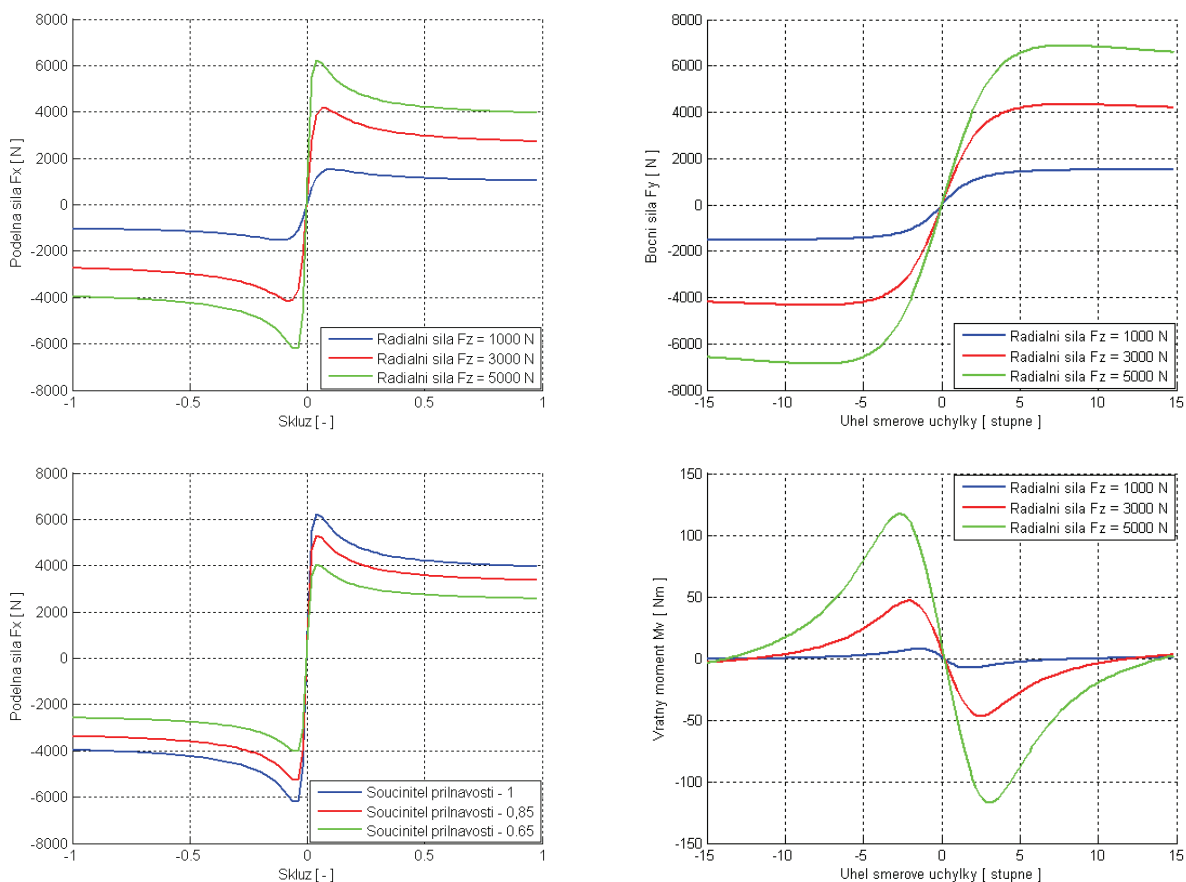
kde jsou B, C, D, E – parametry modelu pneumatiky [-].

Rovnice 12 provede výpočet podélné síly F_x , resp. boční síly F_y s ohledem na dosazení za proměnou x . Zde se jedná buď o skluz s_x nebo úhel směrové úchylny kola α .



Obrázek 6 – Vliv parametrů B, C, D

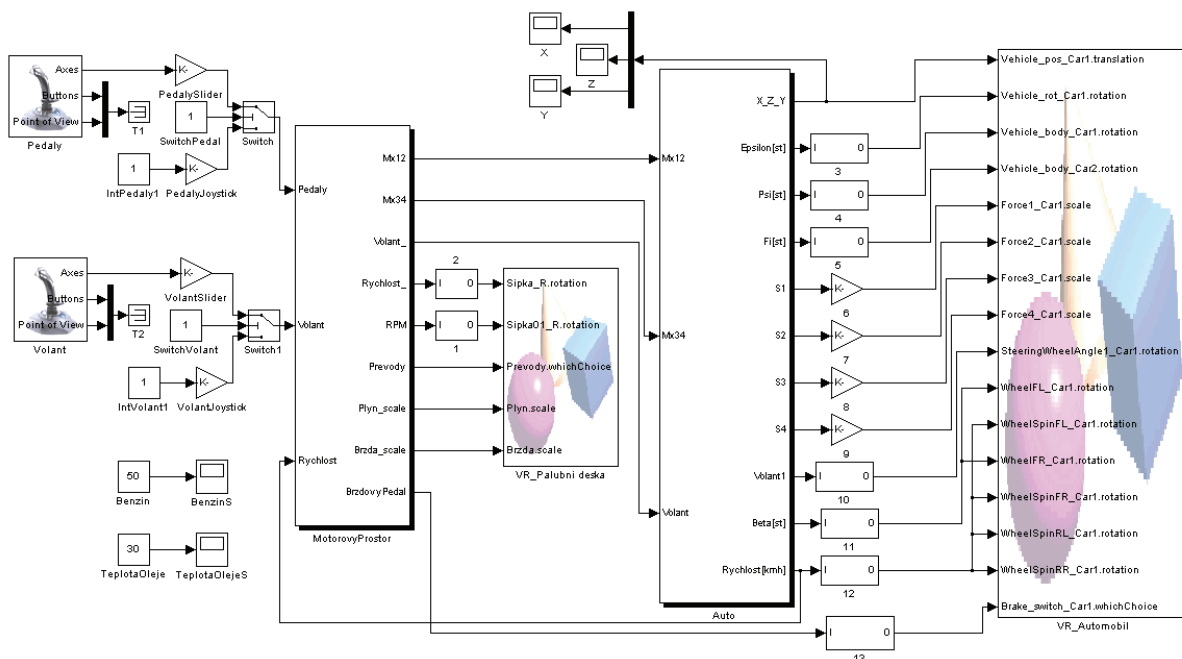
Směrové charakteristiky pneumatiky pro Semi-Empirický model ukazuje obrázek 7. Je zde stejně jako u modelu HSRI vykreslen průběh podélné síly F_x a boční síly F_y , při různých velikostech radiální reakce F_z . Dále je zde průběh podélné síly F_x , při různých součinitelích přilnavosti a hodnota vratného momentu v závislosti na úhlu směrové úchytky.



Obrázek 7 – Směrové charakteristiky pneumatiky pro model „Pacejka Magic Formula“

4 Simulace matematického modelu automobilu

Pro simulaci modelů vozidla jsem použil software MATLAB/Simulink od firmy Mathworks. Pro tvorbu samotného matematického modelu dynamiky vozidla jsem využil možnosti, které nabízí S-funkce. Vytvoření soustavy diferenciálních rovnic pomocí jednotlivých bloků Simulinku, je zdlouhavé, nepřehledné a v neposlední řadě také náročnější na výpočetní čas. V případě tvorby rozsáhlejších matematických modelů, kde je současně požadována simulace v reálném čase s definovaným krokem řešení, je možnost tvorby S-funkcí velmi výhodná. Přičemž jsem odzkoušel jak variantu realizovat je jako M-file, tak i jako MEX-funkci a to konkrétně v programovacím jazyku C. Stěžením blokem v simulačním schéma na obrázku 8 je subsystému „Auto“. Ten obsahuje zmíněné S-funkce jak pro samotné vozidlo, tak i matematický model pneumatiky. Dále jsou zde vidět dva bloky s virtuální realitou. Vizuálně větší blok (v pravé části obrázku) představuje virtuální realitu pohybu vozidla. Menší blok zase virtuální podobu palubní desky. Simulace modelu může probíhat jak na stolním počítači, tak i pomocí simulátoru dSPACE. Pro využití simulátoru dSPACE je připravena vizuální podoba palubní desky v programu ControlDesk.

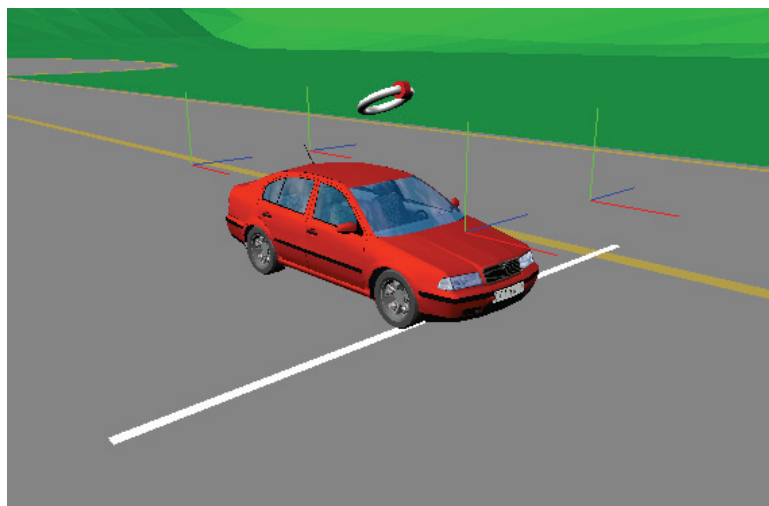


Obrázek 8 – Podoba simulačního schéma

5 Virtuální realita

Modely dynamických systémů vytvořené v Simulinku, je možné realisticky vizualizovat v třírozměrném prostředí a získat tak lepší prostorovou představu o tom jak fungují. K tvorbě virtuálních modelů se v Matlabu používá Virtual Reality Toolbox.

Virtuální zkušební trať má dvě testovací oblasti. První je velké prostranství, kde se dají navozovat s automobilem různé jízdní situace. Druhá oblast je dlouhá rovinka, kterou jsem vytvořil právě pro testování systému ABS, přičemž v každém směru jsou místa s rozdílným povrchem.



Obrázek 9 – Virtuální realita pohybu vozidla

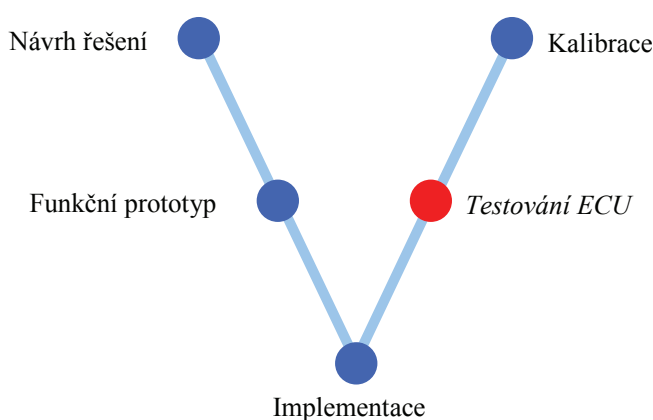
Pomocí testovací trati, kde jsou vytyčena místa s hladkým povrchem, lze navodit případy, kdy pod jednotlivými koly pohybujícího se vozidla jsou rozdílné povrchy. Tuto situaci si mohou řidiči vyzkoušet na různých bezpečnostních akcích pořádaných například organizací BESIP, kde se pro tyto účely používá speciální fólie, která se následně pokropí vodou.

6 Hardware-in-the-Loop (HIL) simulace

Při vývoji nových řídicích jednotek se používá metoda Hardware-in-the-Loop Simulation (HIL Simulation). Ta se v dnešní době stává standardním nástrojem pro vývoj a testování řídicích jednotek (ECU) jak v automobilovém průmyslu, tak i v dalších odvětvích.

Než dojde k sériovému nasazení nových bezpečnostních systému, vyžaduje to rozsáhlé a nákladné testování v reálných vozidlech. Metoda HIL Simulation je technologie, která umožňuje nahradit skutečné vozidlo matematickým modelem v počítači. Při této simulaci z počítače vystupují signály nahrazující skutečné senzory a vstupují do ECU. Řídicí jednotka na tyto signály reaguje určitými akčními zásahy, přičemž výstupy z ECU zpětně vstupují do matematického modelu. Pomocí této metody lze razantně redukovat nákladné zkoušky na zkušebním stavu nebo dráze. Můžeme zde zkoušet i situace, které není možno navodit v reálném testování. Další výhodou je opakované testování při stejných provozních podmínkách.

Takzvaný „V-cyklus“ ukázaný na obrázku 10, znázorňuje postupné etapy vývoje elektronické řídicí jednotky (ECU).

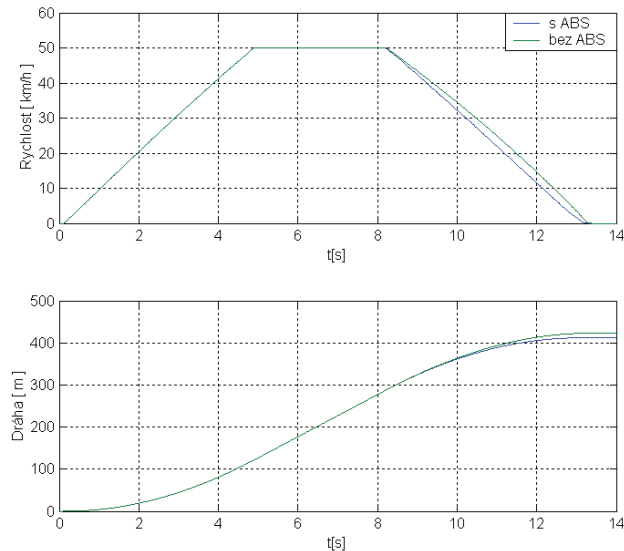


Obrázek 10 – V – cyklus

Pomocí HIL simulací můžeme testovat funkčnost vyvíjené řídicí jednotky. K tomuto účelu se využívají podpůrné simulátory např. od firmy dSPACE. Ten je připojen k odpovídajícímu počítači, který obsahuje jak simulační software, tak i dSPACE software určený pro implementaci modelu pro HIL simulátor a ovládání výpočtu.

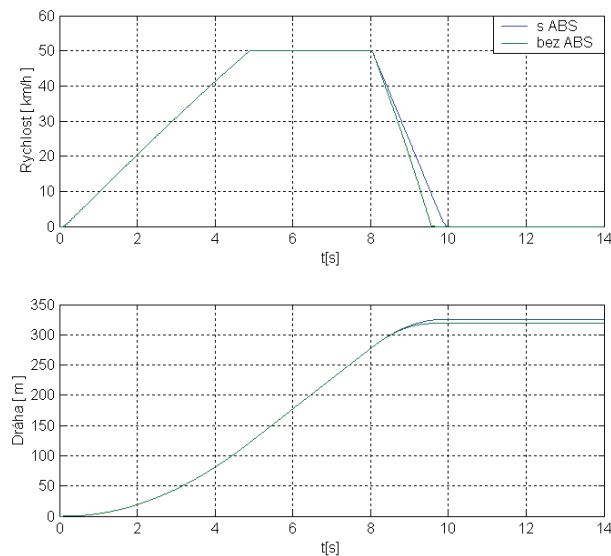
7 Simulační experimenty

Pro posouzení vlivu ABS na brzdovou dráhu, jsem provedl následující simulační jízdu. Nejprve se automobil rozjel na rychlost 50 km/h. Následně byla tato rychlost udržována, až do doby, než vozidlo najelo na zledovatělý povrch. V 8 sekundě byl maximálně sešlápnut brzdový pedál. Z přiložených průběhů lze vidět, že díky funkci ABS se zkrátila brzdová dráha, přičemž zkrácení dosahuje hodnoty kolem 10 m. Další výhodou plynoucí z funkce ABS je, že automobil byl po dobu brzdění ovladatelný.



Obrázek 11 – Brzdění na zledovatělé vozovce

Stejnou testovací jízdu jsem zopakoval s tím rozdílem, že brzdění probíhalo na suchém drsném asfaltu. V tomto případě je vidět zcela opačná situace. Díky systému ABS došlo k prodloužení brzdné dráhy zhruba také o 10 m.



Obrázek 12 – Brzdění na suché vozovce

7 Závěr

Vytváříme-li matematický model takového komplexního systému jako je automobil, tak je nutné stanovit určitý kompromis mezi složitostí, přesností a náročností na výpočetní výkon. Volba modelu se uzpůsobuje podle toho, pro jakou oblast je použit. Určitým nástrojem pro snížení nároku na výpočetní výkon je linearizace. Nicméně ta nám částečně snižuje přesnost výpočtu.

Nedílnou součástí matematického modelu automobilu je model pneumatiky. Díky něho získáváme informace o působících silách v místě styku kola s vozovkou. Simulační software (MATLAB/Simulink, AMESim,) tyto modely většinou obsahují, resp. jsou součástí toolboxu, které lze k těmto programům dokoupit. Nicméně tyto modely jsou pro uživatele uzavřené, co se týče samotného matematického modelu a ne vždy tento model vyhovuje požadavkům, pro který má být použit. V tomto případě nezbyvá nic jiného než tento model

vytvořit v daném simulačním programu a přizpůsobit ho podle daných požadavků. V dnešní době existuje celá řada různých matematických modelů pneumatiky. Mezi ně patří například model HSRI, Magic Formula, TM-Easy, atd. To nám umožňuje volit mezi jednoduchostí a komplexností.

Součástí modelu je také virtuální realita, která dokáže lépe interpretovat průběh chování automobilů v testovaných jízdních režimech. Tomu napomáhají také různé pohledy na virtuální automobil. Testovací trať je navržena s ohledem na možnost měnit povrchy vozovky a to nejen pro celou testovací dráhu, ale i v rámci jedné testovací trati. To dovoluje důkladně prověřit testované řídicí systémy.

Použitá literatura

- KIENCKE, U., NIELSEN, L. 2005. *Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle*. 2. vyd. Springer, 2005.
- KORTÜM, W., LUNGNER, P. 1993. *Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen*. 1. vyd. Springer, 1993.
- MITSCHE, M., WALLENTOWITZ, H. 2003. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. vyd. Springer, 2003.
- NOSKIEVIČ, P. 1999. *Modelování a identifikace systémů*. 1. vyd. Ostrava : MONTANEX a.s., 1999.
- VLK, F. 2000. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno : nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000.