

SIMULAČNÍ MODEL AUTOMOBILU PRO TESTOVÁNÍ ŘÍDÍCÍCH JEDNOTEK ABS

R. Klečka

VŠB - Technická Univerzita Ostrava

Katedra automatizační techniky a řízení

Abstrakt

Testování řídicích jednotek v reálném automobilu je často časově náročné, drahé a navíc nejsme schopni opakovaně navodit stejnou jízdní situaci. Simulace s využitím metody **Hardware In the Loop (HIL)** poskytuje časově a cenově efektivnější způsob. Princip spočívá v propojení skutečné řídicí jednotky se simulátorem, který v reálném čase simuluje odpovídající okolí. Tento příspěvek se zabývá tvorbou matematického modelu vozidla a jeho následné využití při testování řídicích jednotek ABS metodou HIL.

1 Úvod

Než dojde k sériovému nasazení nových bezpečnostních systému, vyžaduje to rozsáhlé a nákladné testování v reálných podmínkách na testovací trati nebo na zkušebním stavu. Metoda HIL umožňuje nahradit skutečné vozidlo matematickým modelem v počítači. Při simulaci následně generujeme signály nahrazující skutečné snímače, komunikační sběrnice (CAN, LIN), které vstupují do řídicí jednotky (ECU). Ta na tyto signály reaguje určitými akčními zásahy, přičemž výstupy z ECU zpětně vstupují do matematického modelu. Můžeme také simulovat situace, které není možno navodit v reálném testování. Další výhodou je opakování zkoušek při stejných provozních podmínkách. Metoda HIL se v dnešní době stává standardním nástrojem pro vývoj a testování řídicích jednotek jak v automobilovém průmyslu, tak i v dalších odvětvích.

2 Matematický model vozidla

Při simulaci směrové dynamiky automobilu, můžeme v závislosti na složitosti volit různé matematické modely. Nejjednodušší je jednostopý rovinný model, tzn. rozchod kol je nulový. V porovnání s dvoustopým zde uvažujeme boční a hnací sílu působící na nápravu, např. boční síla na přední nápravě je dána součtem sil působící na přední pravé a přední levé kolo. Model můžeme pro zjednodušení linearizovat. To lze uskutečnit pouze tehdy, jsou-li hodnoty úhlu směrové úchylny těžiště vozidla, s tím související úhel natočení předních kol malé.

Lepší představu o dynamickém chování vozidla získáme pomocí dvoustopého rovinného modelu, tzn. rozchod kol je nenulový. Zde můžeme na rozdíl od jednostopého sledovat průběh rozložení bočních sil při průjezdu zatáčkou.

Rozsáhlejší a složitější variantou je pak prostorový model. Ten umožňuje komplexně vyšetřovat průběhy ve všech směrech. Lze jej vytvořit jak pro ustálenou, tak i neustálenou rychlost jízdy. V případě ustálené rychlosti uvažujeme pouze boční síly působící na jednotlivá kola. Pro důkladnější a přesnější ověření řídicí jednotky stabilizačního systému ABS je nejvhodnější právě prostorový model vozidla.

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 [m.s ⁻²],
	F_{xi}	– obvodová síla působící na i-té kolo [N],
	O_v	– vzdušný odpor [N].

Rovnováha sil ve směru osy y

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

- kde je
- \dot{x} – podélná rychlost vozidla [m.s-1],
 - $\dot{\epsilon}$ – 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

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

- 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],
 - $\ddot{\epsilon}$ – stáčivé zrychlení vozidla [rad.s⁻²].

Rovnováha momentů kolem osy y

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

- 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],
 - $\ddot{\phi}, \dot{\phi}, \phi$ – klonění karosérie [rad.s⁻², rad.s⁻¹, rad].

Rovnováha momentů kolem osy x

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

- kde je
- C_ψ – klopná tuhost [N.m.rad⁻¹],

- J_x – moment setrvačnosti vozidla k ose x [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].

K modelu vozidla můžeme přidat náhradní model řídicího ústrojí. Pro něj lze napsat momentová rovnice vzhledem k osám rejdových čepů. Právě kolem rejdových čepů se kola natáčejí a jsou vzájemně spojeny řídicími pákami a spojovací tyčí řízení, která nám zaručuje pootočení obou předních kol o stejný úhel β_V [5].

Rovnováha momentů vzhledem k osám rejdových čepů

$$J_O \ddot{\beta}_P = -K_f \dot{\beta}_P - C_f \beta_P + \frac{C_f}{i_f} \beta_V + 2M_{G_z} + J_O \ddot{\varepsilon} - (n_K + n_{\alpha P})(F_{Y1} + F_{Y2}), \quad (6)$$

- 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 volantu [rad].

3 Model kola a pneumatiky

Kolo vykonává dva pohyby. Rotační pohyb kolem osy kola úhlovou rychlostí $\dot{\varphi}$ a podélný pohyb rychlostí \dot{x} . Následně můžeme sestavit dvě pohybové rovnice [2, 4].

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

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

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

Navazující model pneumatiky představuje jednu z rozhodujících částí celého simulačního schéma automobilu. Síly vznikající mezi pneumatikou a vozovkou mají hlavní vliv na chování pohybujícího se vozidla. Z toho důvodu je správný model pneumatiky nezbytnou součástí modelu, který je zaměřen na analýzu a simulaci pohybu vozidla. V dnešní době existuje celá řada různých

variant. Velmi reálné modely pneumatiky jsou většinou příliš komplikované, aby je bylo možno použít v různých fázích vývoje. Naopak nejjednodušší modely zase není možno použít, protože poskytují korektní výsledky např. pouze pro malé hodnoty směrové úchyly kola a nedokáží popisovat situaci, kdy je kolo, resp. vozidlo ve smyku [1, 3, 5].

- 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 kola F_z , úhel směrové úchyly kola α_k , podélná rychlost kola \dot{x} a úhlová rychlost kola $\dot{\varphi}$. Na základě znalosti podélné a úhlové rychlosti dopočítáme skluz s_x . 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 , přičemž mezní hodnota je 0,5.

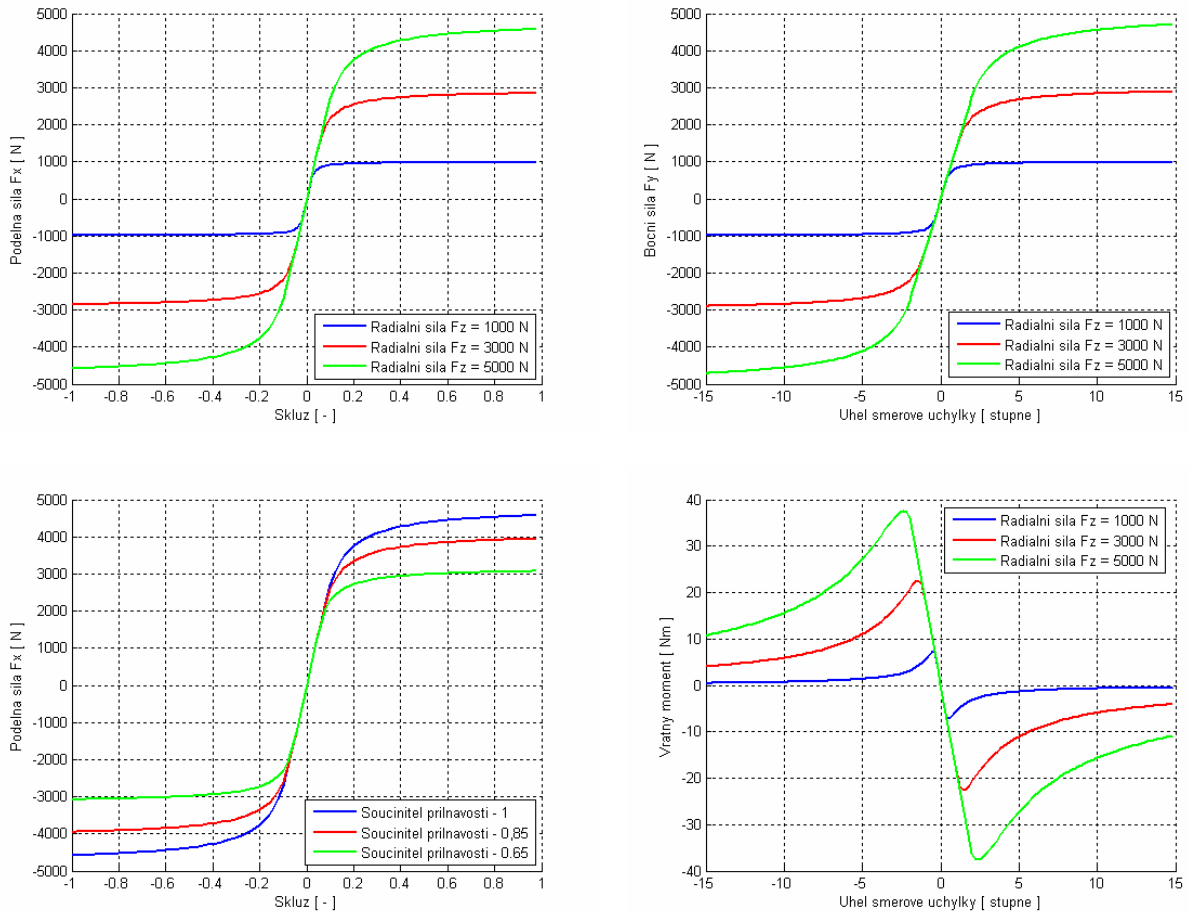
$$s_R = \frac{\sqrt{(C_S s_x)^2 + (C_\alpha \operatorname{tg} \alpha)^2}}{\mu(1 + s_x)F_Z} \quad (9)$$

V závislosti na parametru s_R se následně provádí výpočet obvodové a boční síly [5].

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

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

Směrové charakteristiky pneumatiky pro matematický model HSRI ukazuje obr. 1. 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 1: Směrové charakteristiky pneumatiky pro model HSRI

3.2 Semi-Empirický model

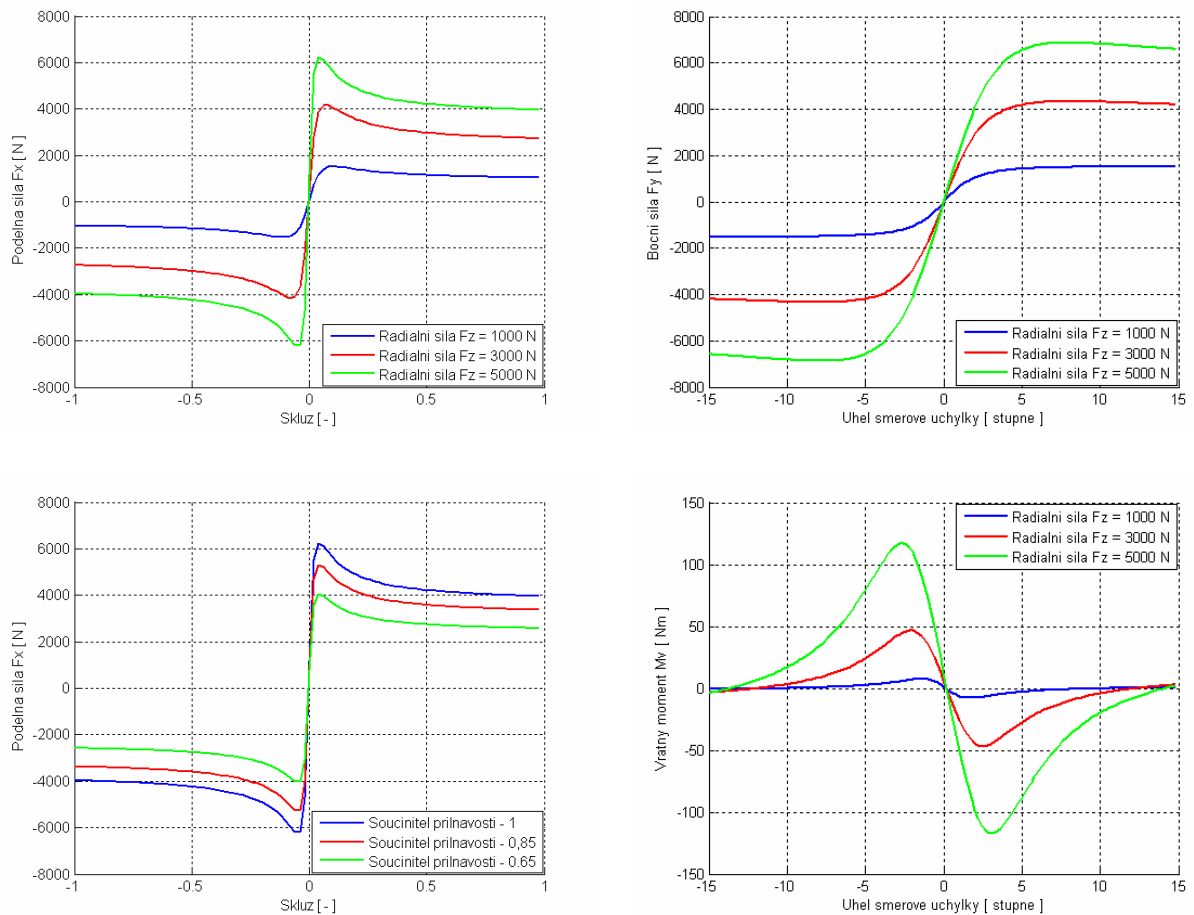
Tento matematický model se velmi často používá v různých oblastech. Někdy bývá taktéž označován jako „Pacejka Magic Formula“ podle jména autora. Základem tohoto modelu je rovnice 12.

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

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

Pomocí rovnice 12 provedeme výpočet podélné síly F_x , resp. boční síly F_y s ohledem na proměnou x . Zde se jedná buď o skluz s_x nebo úhel směrové úchyly kola α .

Směrové charakteristiky pneumatiky pro Semi-Empirický model ukazuje obr. 2. 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 úchyly.

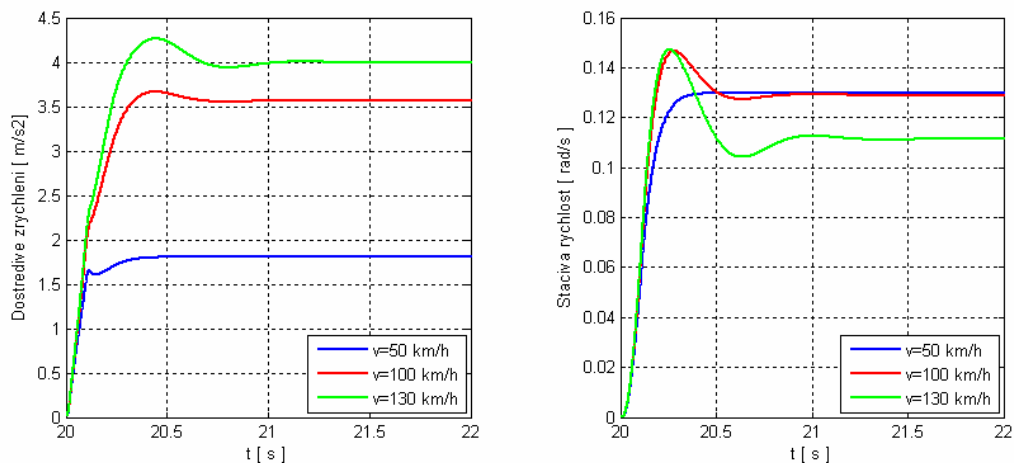


Obrázek 2: Směrové charakteristiky pneumatiky pro model „Pacejka Magic Formula“

4 Tvorba simulačního schéma

Matematický model je realizován v prostředí simulačního programu MATLAB/Simulink. Pro velký počet pohybových rovnic je celý prostorový model vozidla vytvořen jako S-funkce. Stejný způsob je použit také v případě pneumatiky. Součástí je i zjednodušený model motoru a převodovky.

Grafické průběhy na obrázku 3 ukazují chování automobilu při natočení volantu na úhel 35° rychlostí 350 s^{-1} . Situace je opakována pro rychlosti jízdy 50 km/h, 100 km/h a 130 km/h.

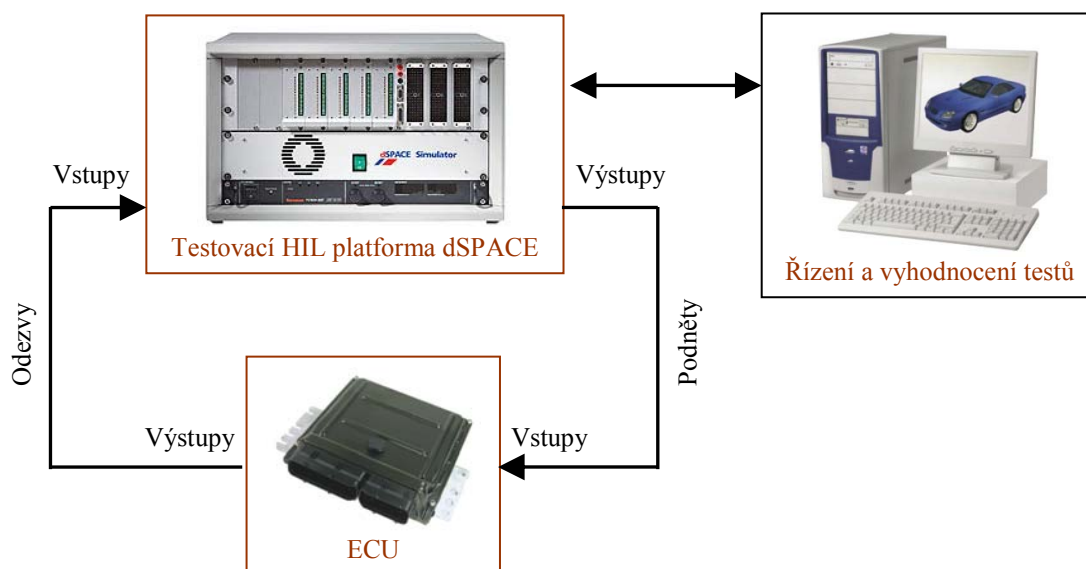


Obrázek 3: Vliv rychlosti na chování vozidla

Po dosažení finální podoby simulačního schéma (včetně definice vstupů a výstupů) se provede překlad modelu do kódu, umožňující běh aplikace v reálném čase v procesoru simulátoru. Pro tyto účely se využívá toolbox Real-Time Workshop. Vygenerovaný kód se následně nahraje do simulátoru, kde již může běžet zcela nezávisle na připojeném PC. V praxi je ovšem žádoucí, aby bylo možné zasahovat do procesu simulace nebo získávat alespoň informace o právě probíhajícím procesu. K tomuto účelu se využívá program ControlDesk, ve kterém je vytvořen odpovídající řídicí panel. Panel zobrazuje palubní desku s informačními prvky (ukazatel rychlosti, otáček, polohy, atd.) a ovládací prvky umožňující zadávání vstupních hodnot (poloha plynového pedálu, poloha brzdového pedálu, manuální řazení, natočení volantu). Dále následují panely zobrazující zprávy z CAN sběrnice. Počet těchto panelů je závislý na počtu přijímaných, resp. vysílaných zpráv.

5 Využití HIL simulací k testování řídicích jednotek ABS

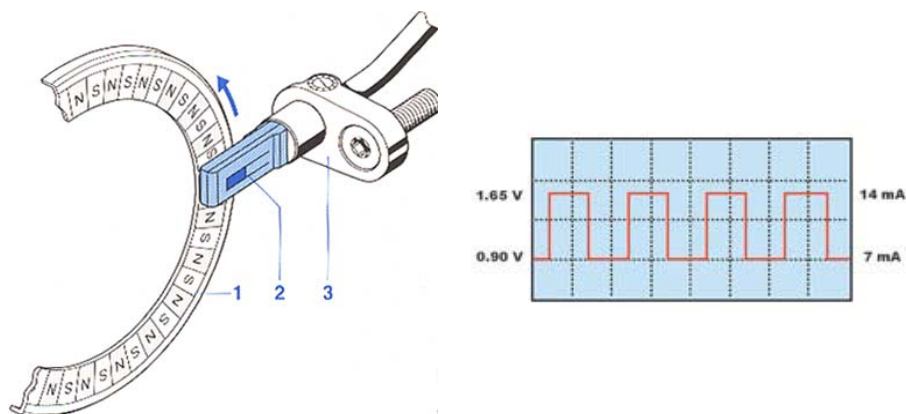
Pro realizaci jsem použil simulátor dSPACE, který byl zakoupen v rámci spolupráce s firmou Škoda Auto a.s. Simulátor obsahuje procesorovou kartu DS1005, která provádí výpočet real-time aplikace (např. motor, směrová dynamika). Dále pak jednu vstupně-výstupní kartu DS2211, která je nástupce starší verze DS2210. Její zaměření je směřováno především do oblasti automobilové elektroniky. Karta DS2211 je přizpůsobena pro simulaci a měření automobilových signálů, zvláště pro aplikace zaměřené na motor a dynamiku pohybu vozidla. Společně s procesorovou kartou představuje základ simulátoru. Součástí konfigurace je také ještě karta DS5001 pro vstup signálů.



Obrázek 4: Schéma principu HIL testování

Aby daná řídicí jednotka fungovala, resp. začala provádět požadované akční zásahy, je nutné zaručit správné napájení a dodat veškeré informace o aktuální jízdní situaci. To znamená přivést výstupy ze snímačů a připojení komunikačních sběrnic.

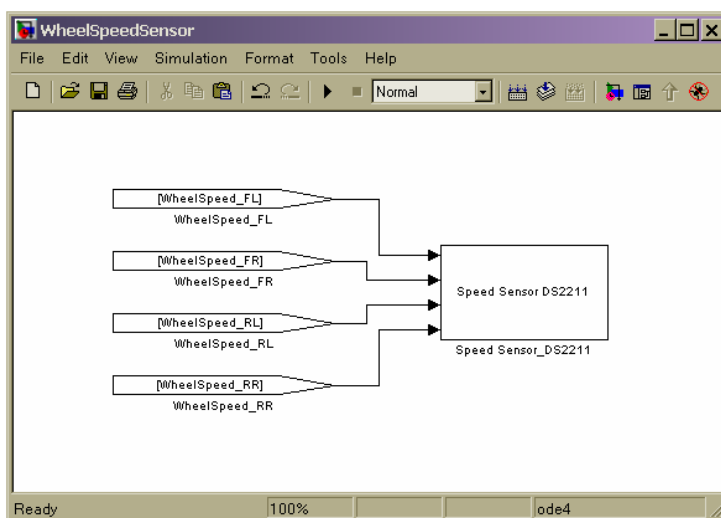
U řídicí jednotky ABS jsou použity 4 snímače otáček kol. Z těchto údajů je vypočtena referenční rychlost vozidla, která se pak bere v úvahu při procesech regulace brzdného tlaku. Každá změna otáček jednoho nebo více kol je tak spolehlivě rozpoznána a při příliš velkém snížení počtu otáček během daného časového intervalu, resp. ve vztahu k referenční rychlosti, zaregistrována jako nebezpečí zablokování kola. Informace ze snímače do řídicí jednotky je přenášena jako přiložený proud 7 a 14 mA, přičemž měřicí odpor je 115 Ω .



Obrázek 5: Snímač otáček (1-impulsní kolo, 2-měřicí prvek, 3-držák snímače)

Pro simulaci výstupu snímače otáček kola jsem využil signálový procesor, který je součástí karty DS2211. Konkrétně se jedná o model TMS320VC33 od firmy Texas Instruments. DSP nám umožňuje vytvářet vlastní aplikace pro generování specifických signálů. Pro tyto účely je nutné mít nainstalován odpovídající ANCI-C kompilátor.

Hlavní aplikace „Wheel_2211.c“ je vytvořena v programovacím jazyku C. Pro kompilaci a linkování se využívá utilita „CL2211.exe“. Výsledkem je pak nový soubor s příponou SLC, jenž obsahuje aplikační data pro DSP. Druhá část celé aplikace je S-funkce. K ní je potřeba připojit vygenerovaný SLC soubor. Posledním krokem je kompilace vytvořené S-funkce. Snímač otáček kola pak představuje nový blok v simulačním modelu. Pro propojení simulátoru s řídicí jednotkou jsem využil čtyři D/A převodníky s průchodem přes transformátor.

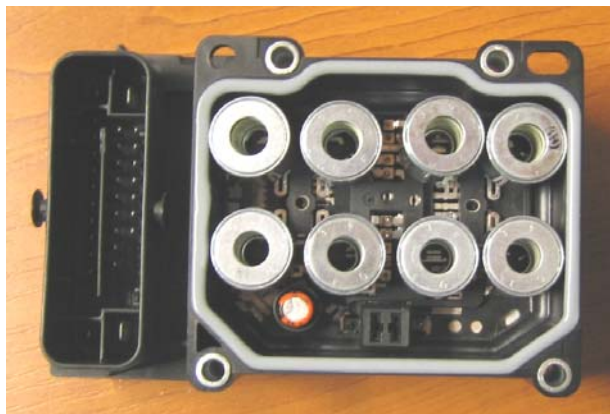


Obrázek 6: Výstup snímače otáček kola pro kartu DS2211

Uvedená metoda simulace snímače je použitelná i pro kartu DS2210. Ta ve srovnání s novějším modelem DS2211 obsahuje celou řadu rozdílů, nevyjímaje ani signálový procesor. V případě DS2210 je použit TMS320C31, 80 MHz. U DS2211 je již zmíněný TMS320VC33, 150 MHz. Pro migraci aplikace z DS2211 na DS2210 je potřeba přizpůsobit názvy použitých funkcí a znovu provést kompilaci.

Dále řídicí jednotka vyžaduje připojení CAN sběrnice. Pomocí ní získává informace z dalších řídicích jednotek, popř. snímačů, akčních členů, atd. V případě ABS verze 8.0 jsou vyžadovány především informace z motorové jednotky, převodovky a jednotky palubních přístrojů. Vstupně-výstupní karty DS2211 a DS2210 obsahují CAN rozhraní, umožňující připojit dvě nezávislé CAN sběrnice (2 kanály). V případě karty DS2210 je CAN rozhraní založeno na řadiči Siemens SAB 80C167. U DS2211 je použit řadič Siemens SAB 80C164.

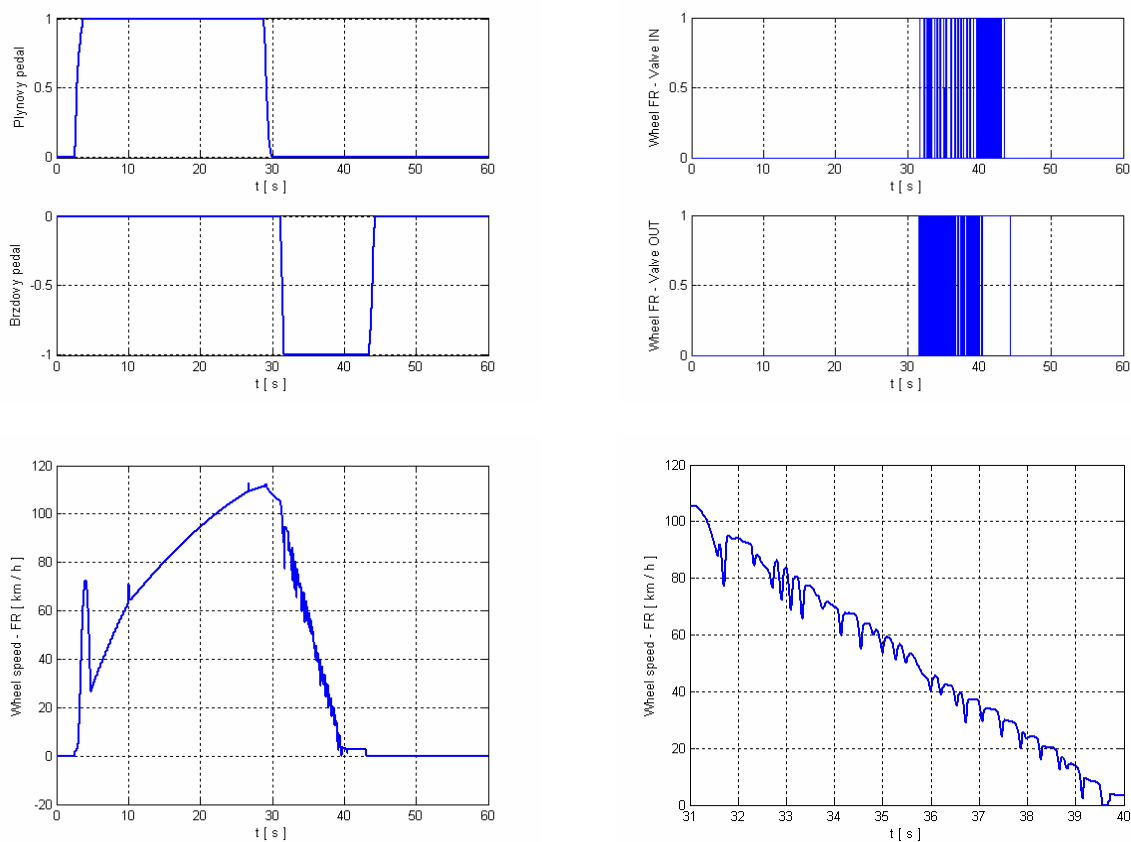
Správnou simulací snímačů a komunikačních sběrnic aktivujeme regulační zásahy řídicí jednotky do jízdní situace. U ABS to znamená aktivace čtyř vstupních a čtyř výstupních ventilů pro regulaci brzdného tlaku. Pro snímání stavů na těchto ventilech je využit odpovídající snímací modu a 8 digitálních vstupů na simulátoru dSPACE. Tato informace následně vstupuje do bloku matematického modelu, který představuje brzdové zařízení automobilu.



Obrázek 7: Řídicí jednotka ABS 8.0

6 Simulační testovací jízda

Pro ověření správné funkčnosti řídicí jednotky ABS jsem simuloval několik zkušebních jízd. Grafy 8A, B, C a D ukazují situaci, kdy vozidlo nejprve dosáhlo rychlosti 111 km/h. V čase 31 sekund, byl plně sešlápnut brzdový pedál. Z grafu 8C a 8D lze sledovat průběh snižování rychlosti pravého předního kola. Zásahy řídicí jednotky prostřednictvím vstupního a výstupního ventilu ukazuje graf 8B.

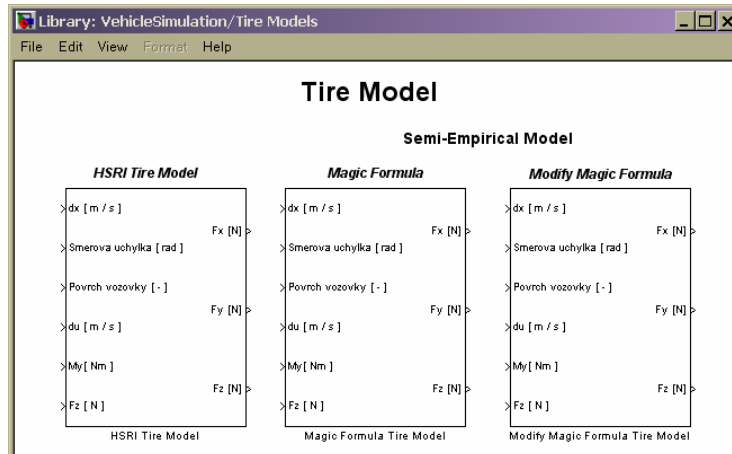


Obrázek 8: Testovací jízda – A) poloha plynového a brzdového pedálu, B) stav vstupního a výstupního ventilu, C) průběh rychlosti předního pravého kola, D) průběh rychlosti předního pravého kola při procesu brzdění

7 Knihovna Vehicle Simulation

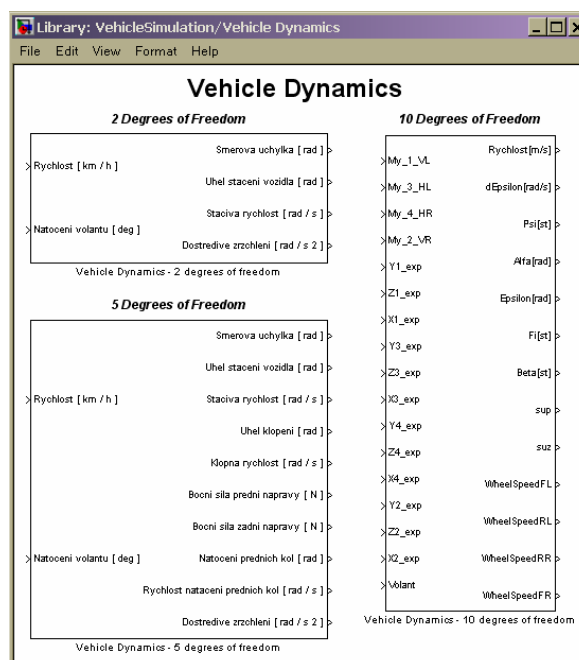
Pro oblast simulací pohybu vozidla vytvářím knihovnu s názvem „Vehicle Simulation“. Lze jí používat v různých verzích programů MATLAB/Simulink, včetně simulátoru dSPACE.

Celý toolbox je rozdělen na několik podknihoven obsahující konkrétní simulační bloky. První má název „Tire Models“ a zahrnuje tři modely pneumatiky (HSRI, Pacejka Magic Formula a jeho modifikovaná verze). Bloky mají 6 vstupů a 3 výstupy. Vstupy jsou rychlost vozidla, směrová úchylka kola, druh povrchu vozovky, obvodová rychlost kola, moment přiváděný na kolo (hnací, brzdný) a radiální reakce. V případě povrchů vozovky můžeme vybírat ze čtyř možností (suchá vozovka, velmi kluzká vozovka, mokrá drsná vozovka, mokrá kluzká vozovka). Pokud povrch není definován, je použita suchá vozovka. Výstupy bloku jsou obvodová síla, boční vodící síla a radiální reakce kola. Radiální reakce, která je současně i vstupem není na výstupu nijak ovlivněna.



Obrázek 9: Knihovna – Tire Models

Druhá podknihovna má název „Vehicle Dynamics“. Obsahuje tři modely dynamiky vozidla s různou mírou složitosti. První model má dva stupně volnosti, přičemž se jedná o jednostopý rovinný model pro ustálenou rychlost. Dále je zde lineární prostorový model automobilu s pěti stupni volnosti. Stejně jako v prvním případě, i ten je určen pro ustálenou rychlost jízdy. Poslední a nejsložitější model má 10 stupňů volnosti a je určen pro neustálenou rychlost jízdy. V tomto modelu se už uvažuje působení podélných, příčných a radiálních sil na každém kole. To vyžaduje použití modelu pneumatiky (Tire Models) a blok pro výpočet radiálních sil (Vehicle Components).



Obrázek 10: Knihovna – Vehicle Dynamics

Třetí podknihovnou je „Vehicle Components“. Zde se nacházejí dva bloky. První „RadialForce“ provádí výpočet radiálních sil na jednotlivých kolech. Druhý blok pak slouží k převodu, resp. výpočtu hnacího a brzdného momentu při aplikaci stabilizačního systému ABS. Pro účely simulace snímačů je zde část „Sensors“, která zahrnuje dva bloky reprezentující výstup snímače otáček kola pro řídicí jednotku. Jsou určeny pro použití v simulátorech dSPACE, přičemž jejich název specifikuje typ vstupně-výstupní karty. Součástí toolboxu jsou také bloky s již definovanou virtuální realitou, pro různě složitě modely vozidla a s různou testovací trati.

8 Závěr

Okruh využití simulační metody HIL je velmi široký. Uplatňuje se v letectví, armádě, automobilovém průmyslu apod. Využívá se především u složitých řídicích úloh, které se vyznačují velkými objemy vynaložených finančních prostředků a vážnými dopady při neúspěšném řízení. Simulací HIL se lze nejvíce přiblížit reálnému světu, neboť řídicí systém a jeho připojení ke snímačům, komunikačním sběrnicím a akčním členům je provedeno tak, jak tomu bude i ve skutečnosti. Díky nezávislosti na reálné řízené soustavě lze simulovat i takové poruchy, které si ve skutečných podmínkách nelze dovolit. Uvedenými postupy je možné odhalit mnoho skrytých chyb.

Pro účely testování bezpečnostního systému ABS je potřeba vytvořit odpovídající matematický model. Díky tomu, že dynamika pohybu vozidla je natolik komplexní problém, je nutné stanovit určitý kompromis mezi složitostí, přesností a náročností na výpočetní výkon. Nedílnou součástí matematického modelu automobilu je model pneumatiky. Tak získáváme informace o působících silách v místě styku kola s vozovkou. Pro snazší proces tvorby simulačního modelu automobilu vytvářím knihovnu s názvem Vehicle Simulation. Zde lze nalézt bloky obsahující matematický model dynamiky vozidla s různým stupněm složitosti. Dále matematické modely pneumatiky a bloky pro výpočet radiálních reakcí kol. Součástí tohoto toolboxu jsou také bloky simulující snímače otáček kola pro vstupně – výstupní karty DS2210 a DS2211.

Literatura

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

Ing. Radim Klečka
Katedra automatizační techniky a řízení,
Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava
17.listopadu 15
708 33 Ostrava - Poruba
E-mail: radim.klecka@gmail.com