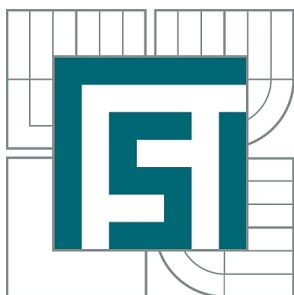


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

NÁVRH DYNAMICKÝCH MODELŮ PRO ŘÍZENÍ TRAKCE EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA

DESIGN OF DYNAMIC MODELS FOR TRACTION CONTROL OF EXPERIMENTAL VEHICLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL JASANSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. ROBERT GREPL, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Jasanský

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906T001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh dynamických modelů pro řízení trakce experimentálního vozidla

v anglickém jazyce:

Design of dynamic models for traction control of experimental vehicle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se bude zabývat vývojem dynamických modelů pro odhad stavu a řízení trakce vozidla se 4 plně říditelnými koly. Z mnoha variant popsanych v literatuře bude nutné vybrat a případně modifikovat takový model, který bude dostatečně věrohodně postihovat vlastnosti reálného experimentálního vozidla a zároveň bude výpočetně zvládnutelný v reálném čase s použitím 16-ti bitových mikrokontrolérů dsPIC.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše v oblastech: neholonomní kinematika a dynamika, holonomní modely, implementační detaily, příklady použití dyn. modelu pro estimaci parametrů.
- 2) Implementace několika variant dynamického modelu, jejich posouzení z hlediska stability výpočtu, rychlosti, věrohodnosti, oblasti použití.
- 3) Experimentální získání dat a provedení estimace parametrů dynamického modelu. Vyhodnocení vlastností uvažovaných modelů.
- 4) Navrhnout jednoduchý elektronický systém řízení jízdní stability.

Seznam odborné literatury:

- Valášek, M.: Mechatronika, Vydavatelství CVUT 1995
- Noskievic: Modelování a identifikace systému
- Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. Brno 2000
- Vlk, F.: Asistenční a informační systémy motorových vozidel. Automobilová elektronika 1. Brno 2006
- Vlk, F.: Systémy řízení podvozku a komfortní systémy. Automobilová elektronika 2. Brno 2006
- Grepl, R.: Modelování mechatronických systémů v Matlab/SimMechanics, BEN, 2007

Vedoucí diplomové práce: Ing. Robert Grepl, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá modelováním kinematiky a dynamiky experimentálního vozidla se všemi hnanými a natáčecími koly s následným návrhem systému jízdní stability ABS/ASR pro řízení trakce. V práci je vytvořeno několik dynamických modelů s jejich vzájemným porovnáním. Je zde proveden odhad důležitých parametrů vozidla a následně na základě znalosti modelu vytvořen jednoduchý systém jízdní stability ABS/ASR.

Abstract

The Master's thesis deals with the simulations kinematics and dynamics of experimental four-wheeled vehicle with all-wheel steering and all-wheel drive. Suggestion of vehicle stability systems ABS/ASR for traction control is included. There are several dynamics models with their comparison. The estimation of important vehicle parameters is implemented. Based on knowledge the simple vehicle stability system ABS/ASR is created.

Klíčová slova

Modelování, kinematika, dynamika, odhady parametrů, model vozidla, ABS, ASR, systémy jízdní stability, *CAR4*

Keywords

Modeling, kinematics, dynamics, parameter estimation, vehicle model, ABS, ASR, vehicle stability control, *CAR4*

Bibliografická citace práce

JASANSKÝ, M. *Návrh dynamických modelů pro řízení trakce experimentálního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 123 s. Vedoucí diplomové práce Ing.Robert Grepl, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je původní a zpracoval jsem ji samostatně. Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, že jsem ve své práci neporušil autorská práva (ve smyslu Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

Bc. Michal Jasanský, Brno, 2010

Poděkování

Chtěl bych poděkovat všem, kteří mi při tvorbě práce pomáhali. Především děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Robertu Greplovi Ph.D za trpělivost, věnovaný čas, cenné rady a připomínky při vzniku diplomové práce. Dále děkuji svým kolegům z projektu *CAR4* za spolupráci a všem kolegům z mechatronické laboratoře za inspiraci. Dále děkuji rodičům, za podporu během celého studia a přítelkyni za trpělivost při mé tvůrčí činnosti.

Obsah

Úvod	15
1 Formulace cílů práce	17
1.1 Cíle projektu <i>CAR4</i>	17
1.1.1 Cíle diplomové práce	17
1.1.2 Stručná charakteristika práce kolegů v týmu	18
2 Rešerše	21
2.1 Kinematika	21
2.2 Dynamika	22
2.3 Modely pneumatiky	26
2.4 Odhad parametrů	28
2.5 Systémy jízdní stability	28
2.6 Rekapitulace	31
3 Modelování kinematiky vozidla	33
3.1 Použití kinematických modelů	33
3.2 Určení neholonomních vazeb	34
3.3 Neholonomní kinematický model	35
3.4 Holonomní kinematika	39
3.4.1 Ackermannova kinematika - 2WS - Klasický automobil	39
3.4.2 Ackermannova kinematika - 4WS	42
3.5 Výpočet natočení serv z natočení kol	46
3.6 Rekapitulace	47
4 Modelování dynamiky vozidla	49
4.1 Jak modelovat dynamiku neholonomních soustav	49
4.2 Neholonomní dynamika	49
4.2.1 Holonomní model	50
4.2.2 Neholonomní model	52
4.3 Modely pneumatik	53
4.4 Holonomní model	57
	13

4.4.1	Modely dle Vlka	57
4.4.2	Model dle Nielsena	67
5	Experimenty	75
5.1	Odhad parametrů motoru	75
5.2	Odhad parametrů Pacejkovy křivky	76
5.2.1	Konfigurace testu a očekávaný přínos	76
5.2.2	Odhad F_x	78
5.2.3	Odhad F_y	79
5.2.4	Validace momentu setrvačnosti	83
5.3	Validace modelu	84
5.3.1	Rychlost vozidla	84
5.3.2	Rychlost kol	85
5.3.3	Skluz kol	85
5.3.4	Podélná hnací síla působící na kolech	86
5.3.5	Zrychlení v podélném směru X	87
5.3.6	Zrychlení v příčném směru Y	87
5.3.7	Rekapitulace	88
6	Systémy jízdní stability	91
6.1	Přístupy k tvorbě ABS / ASR	91
6.1.1	Systém BOSCH	91
6.1.2	Regulace na požadovaný skluz pomocí PID	91
6.2	Realizovaný algoritmus ASR/ABS	92
6.2.1	Výpočet referenční rychlosti	92
6.2.2	Výpočet skluzu	92
6.2.3	Podmínky sepnutí/vypnutí ABS / ASR	93
6.2.4	Parametry PID regulátoru	94
6.3	Grafy	95
7	Závěr	101
8	Literatura a odkazy	103
A	Matematický popis modelů	115
A.1	Lineární prostorový model 4WS vozidla	115
A.2	Nelineární rovinný dvoustopý model 4WS vozidla	117
A.3	Nelineární rovinný model 4WS vozidla	119
B	Nastavení Parameters Estimations	121
C	Přílohy na CD	123

Úvod

Elektronické řídicí, bezpečnostní a komfortní systémy hrají v současné automobilové technice nezastupitelnou roli. I ty nejlevnější automobily dnes obsahují desítky senzorů a řídicích jednotek, které zajišťují jejich bezpečný a ekologický provoz. V posledních dvaceti letech došlo v oblasti systémů jízdní stability k zásadnímu vývoji. Tyto systémy jsou koncipovány pro klasické automobily s hydraulickou nebo pneumatickou brzdovou soustavou. Systémy jízdní stability zajišťují bezpečnost jízdy tím, že aktivně zasahují do řízení motoru a ovlivňují tak jeho výkon, a také tím, že řídí tlak v brzděném válci nezávisle v každém kole.

Vývoj dnešních automobilů však směřuje k hybridním vozidlům a elektromobilům. U těchto typů automobilů bude výhodnější použití koncepce brzdění pomocí elektromotoru. Bude tak dosaženo plynulejší regulace brzděného výkonu a rekuperační energie. V automobilovém průmyslu se dnes také začíná opět pracovat na vývoji vozidel, která mají nezávisle natáčecí všechna čtyři kola (4WS), což přináší velmi pozitivní efekt na stabilitu vozidla ve vyšších rychlostech. Ve své diplomové práci jsem se zabýval návrhem systému ABS/ASR pro vozidlo s nezávisle poháněnými i natáčenými všemi čtyřmi koly. Podle mého názoru se bude vývoj reálných automobilů v následujících letech ubírat právě tímto směrem, tedy k elektromobilům se všemi nezávisle poháněnými i natáčenými koly.

Další vývojový směr, který je v automobilovém průmyslu zřejmý, je koncept řízení po drátě, konkrétně „*Steer by wire*“, případně „*Brake by wire*“ nebo „*Drive by wire*“. Asi nejzajímavější a v současnosti nejaktuálnější vědeckou a výzkumnou činností vývojářů v automobilovém průmyslu je navržení systému ESP, který bude aktivně zasahovat do řízení natáčení kol a kompenzovat tak špatné řídicí zásahy řidiče. Takto vyspělý systém spolupracuje se všemi podřazenými systémy vozu, od řízení motoru přes navigaci, až po nastavení tuhosti podvozku přes průmyslovou sběrnici CAN.

Pro testování navrženého systému ABS/ASR bylo použito experimentální vozidlo *CAR4*. Na tomto vozidle je však možné také testování všech výše uvedených systémů, a to díky tomu, že je vybaveno všemi poháněnými i natáčecími koly. Dále je pro komunikaci vybaveno několika průmyslovými sběrnici ECAN, I2C a RS232.

1 Formulace cílů práce

Tato práce popisuje moji účast na projektu *CAR4*. Celý projekt spadá pod hlavičku laboratoře Mechlab¹. Hlavním cílem projektu *CAR4* je postavit malé experimentální vozidlo se všemi hnanými i natáčecími koly, které bude použito jako nástroj pro výuku, ukázky a experimenty. Protože se jedná o komplexní týmový projekt, uvedu zde cíle projektu, cíle mé diplomové práce a charakteristiku práce kolegů v týmu.

1.1 Cíle projektu CAR4

- Návrh mechanické konstrukce experimentálního vozidla zahrnující hnací motor a natáčecí mechanismus.
- Návrh elektroniky: H-můstky, řídicí jednotky, senzorová jednotka,...
- Modelování kinematiky a dynamiky vozidla, odhad parametrů motorů, pneumatik.
- Návrh a vývoj řídicích algoritmů: vývoj algoritmů řízení trakce ABS/ASR², ESP³, atd.
- Softwarová implementace na platformě dsPIC a MPC555.

1.1.1 Cíle diplomové práce

Jak je zřejmé z cílů projektu, jedná se o velmi komplexní a rozsáhlý úkol. Hlavním cílem diplomové práce je vytvoření dynamických modelů experimentálního vozidla *CAR4* se všemi natáčecími i hnanými koly s následným návrhem systému řízení trakce ABS/ASR.

Z hlavního cíle lze vyvodit následující cíle dílčí.

Prvním dílčím cílem práce, jak vyplývá ze zadání, je vypracování stručné literární rešerše v oblastech jak neholonomní, tak i holonomní kinematiky a dynamiky, různých variant modelů pneumatik, odhadů parametrů a systémů jízdní stability ABS/ASR/ESP.

Druhým dílčím cílem je vytvoření několika variant kinematických a dynamických modelů experimentálního vozidla *CAR4* s implementací modelů pneumatik

¹Mechatronická laboratoř na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně.

²Anti-lock brake systems/Anti-Slip Regulation

³Electronic Stability Program

a zhodnocení jejich výhod, nevýhod a použitelnosti. Nesmí chybět ani následná validace s naměřenými výsledky.

Třetím dílčím cílem je provedení experimentů na reálném vozidle a odhad důležitých parametrů vozidla. Mezi důležité parametry, které budeme odhadovat, můžeme zařadit parametry DC motoru a parametry popisující koeficienty tření v modelech pneumatik.

Čtvrtým dílčím cílem je navržení a simulační otestování vhodného systému řízení trakce ASR/ABS, který bude aplikovatelný na experimentální vozidlo *CAR4*.

1.1.2 Stručná charakteristika práce kolegů v týmu

V této části jsou shrnuty hlavní cíle prací mých kolegů:

VEJLUPEK J.

VEJLUPEK, J. *Vývoj elektroniky pro řízení trakce experimentálního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. Vedoucí diplomové práce Ing. Robert Grepl, Ph.D.

Práce popisuje návrh, vývoj a realizaci palubní elektroniky pro řízení pohonů, jejich výkonové buzení, elektroniku dálkového ovládání vozidla, implementaci základního firmware pro řídicí jednotky a testování řídicí jednotky metodikou HIL.

LAMBERSKÝ V.

LAMBERSKÝ, V. *Vývoj algoritmů pro odhad stavu experimentálního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. Vedoucí diplomové práce Ing. Robert Grepl, Ph.D.

Vývoj jednoduchých algoritmů pro procesory dsPIC s využitím nástroje Matlab Embedded Koder. Připojení karty PhyTec s procesorem MPC555 (s procesory dsPIC komunikuje prostřednictvím eCAN rozhraní). Testování a ladění algoritmů implementovaných ve výpočetních jednotkách umístěných na experimentálním vozidle.

ŠIMURDA M.

ŠIMURDA, M. *Návrh a realizace doplňkového sensorického systému pro experimentální vozidlo*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. Vedoucí bakalářské práce Ing. Robert Grepl, Ph.D.

Práce se zabývá návrhem a realizací doplňkového sensorického systému pro reálný projekt: „Experimentální čtyřkolové vozidlo“. Jedná se o senzory polohy tlumičů, teplotní senzory a kolizní senzory. Zároveň je navržen a vytvořen systém pro

zabránění střetu vozidla s překážkou a systém pro zabránění přehřátí motorů. Oba jsou pak implementovány do firmwaru řídicí jednotky.

VADLEJCH F.

VADLEJCH, F. *Konstrukce podvozku experimentálního vozidla se čtyřmi řízenými koly* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. Vedoucí bakalářské práce Ing. Robert Grepl, Ph.D.

Tato bakalářská práce zahrnuje návrh a výrobu podvozku experimentálního vozidla se všemi čtyřmi hnanými a řízenými koly. Předpokládá se, že bude vozidlo sloužit jako učební pomůcka nebo prototyp pro vývoj nového systému. Vozidlo je schopné testovat systémy „X-by-wire“. Práce obsahuje několik konceptů návrhu vozidla včetně technických detailů.

2 Rešerše

V této kapitole je sepsána stručná literární rešerše v oblasti kinematiky, dynamiky a systémů jízdní stability. Rešerše má formu názvu článku, u kterého je uvedena jeho stručná charakteristika v heslech. Tato forma je zvolena podle doporučení v oficiální literatuře [57] a hlavně z důvodu přehlednosti a možnosti rychlé orientace v textu.

2.1 Kinematika

Neholonomní kinematika

Kinematics Model of Nonholonomic Wheeled Mobile Robots for Mobile Manipulation Tasks [26]

Článek se zabývá modelováním neholonomní kinematiky všesměrového robota.

- Je zde podrobně zpracovaná problematika neholonomních vazeb a jejich určování.
- Na příkladu je zde ukázána redukce neholonomního systému.
- V závěru se autor zmiňuje o návrhu kinematického řízení, to však předtím v článku není nijak popisováno.

Autonomous mobile robots [27]

Jedná se o velmi komplexní prezentaci zabývající se kinematikou autonomních mobilních robotů se všemi možnými variantami uspořádání kol.

- V prezentaci je diskutována poloha referenčního bodu a jeho vliv na dopřednou kinematiku diferenciálně řízeného robota.
- Dále jsou popsány kinematické předpoklady a omezení podle typů kol.
- Rozebírány jsou také různé polohy okamžitého středu otáčení robotů.
- Je zde diskutována manévrovatelnost pro různé typy uspořádání kol robotů.

Holonomní kinematika

The performance of independent wheels steering vehicle (4WS) applied Ackermann geometry [28]

Článek poukazuje na modelování Ackermanova řízení pro 4WS vozidla.

- V článku je popsána geometrie Ackermanova řízení pro 2WS a 4WS vozidla.
- Dále jsou porovnány poloměry otáčení pro 2WS a 4WS vozidla s dalšími vlivy na dynamiku vozidla.
- Článek obsahuje odvození polohy okamžitých středů otáčení (ICR) vozidla z natočení imaginárních kol umístěných ve středu každé z náprav. Na základě znalosti polohy ICR se vypočtou úhly natočení a rychlosti všech kol.

2.2 Dynamika

Neholonomní dynamika

Control for an Autonomous bicycle [29]

Tento článek se zabývá modelováním jízdního kola a jeho řízením.

- Článek popisuje zjednodušený model jízdního kola s tuhými pneumatikami, kde není uvažován skluz ani smyk.
- Pomocí Lagrange jsou sestaveny pohybové rovnice s lineární závislostí třecího koeficientu¹ na skluzu.
- Dále je obsažen návrh regulátoru pro stabilizaci kola ve vodorovné poloze.

Exact linearization of nonholonomic system dynamics applied to control of differentially driven soccer robot [30]

Článek se zabývá modelováním neholonomní dynamiky fotbalového robota, jeho redukcí, zpětnovazební linearizací a návrhem polohového řízení.

- V článku je vysvětlen princip redukce neholonomních vazeb.
- Dále je podrobně popsána zpětnovazební linearizace neholonomních soustav.
- Je zde popsán návrh polohového řízení - sledování požadované trajektorie.

¹Terminologie se u různých autorů velmi liší a z důvodů předcházení konfliktu budeme užívat terminologii podle [51].

Holonomní dynamika

Feasibility study of yaw control by active 4-wheel drive [31]

Disertační práce Marca Ghelardoni se zabývá modelováním dynamiky vozidla s ohledem na návrh systému ESP a jeho experimentálním ověřením.

- V první části se autor zabývá stručnou charakteristikou systému ESP a jeho historickým vývojem.
- Dále je v práci obsaženo modelování dynamiky vozidla s ohledem na mezinápravový diferenciál Haldex.
- Práce obsahuje také modelování dynamiky pneumatiky - výpočet skluzu, Kammova kružnice.
- Nejrozsáhlejší část se věnuje modelu a návrhu systému ESP.

Práce obsahuje řešení stabilizace vozidla přerozdělením momentů přiváděných na kola. Tímto přerozdělením momentů je dosaženo změn typických vlastností vozidla. Současná situace: přední hnaná kola - vozidlo nedotáčivé, zadní hnaná kola - vozidlo přetáčivé. Autor se snaží tyto vlastnosti pomocí přerozdělení momentů zaměnit a dosáhnout až extrémních vlastností: přední hnaná kola - vozidlo přetáčivé, zadní hnaná kola - vozidlo nedotáčivé. Předpokládá, že tak dosáhne vyšší stability vozidla. Z výsledků práce vyplývá, že se mu tento záměr poměrně daří.

Dynamika motorových vozidel [12]

Nejrozsáhlejší česká technická literatura věnovaná oboru motorových vozidel, která obsahově pokrývá celé spektrum dnešních znalostí, využitelných pro všechny studenty, odborníky a pracovníky v oboru motorových vozidel od uznávaného profesora Vlka.

- V knize je odvozen lineární rovinný a prostorový model.
- Podrobně jsou zde rozebrány různé druhy jízdních odporů - odpor vzduchu, valení, vztlak, proudění vzduchu pod vozidlem, jízdy do kopce, atd.
- V literatuře je řešena vertikální dynamika vozidla, tzv. čtvrtinový model vozidla s odpruženou hmotou. Řeší se vlastní frekvence a různé modely tlumení.
- Jsou popsány prakticky používané systémy natáčení všech čtyř kol (4WS), jak v mechanické, tak v elektrohydraulické podobě.

Automotive Control Systems for Engine, Driveline and Vehicle [22]

Velmi rozsáhlá kniha od světových odborníků v oblasti automobilového průmyslu.

- Velmi rozsáhle je zde řešena problematika termodynamiky a modelování dieslových motorů.
- Dále je obsaženo modelování dynamiky pneumatiky a kompletní dynamika vozidla.
- Jsou zde popsány systémy jízdní dynamiky ABS, Yaw control.
- V knize je popsán také odhad parametrů a stavů vozidla, konkrétně:
 1. Odhad rychlosti vozidla.
 2. Odhad stáčivé rychlosti.
 3. Rekonstrukce trajektorie.
 4. Identifikace parametrů vozidla - moment setrvačnosti, poloha těžiště.
 5. Aproximace parametrů vozidla.
 6. Pozorovatel skluzové odchylky.

Vehicle Dynamics - Lecture notes [23]

Jedná se o pracovní text budoucí učebnice dynamiky vozidel od profesora Rilla, ve které jsou velmi podrobně popsány všechny důležité části modelování dynamiky vozidel.

- Tento text obsahuje velmi podrobný popis modelování pneumatiky a experimenty na odhad jejích vlastností i s ukázkou zařízení, které je pro odhad parametrů použito.
- Je zde popsáno modelování podélné, příčné a vertikální dynamiky, včetně určování stability vozidla. O stabilitě se rozhoduje na základě výpočtu vlastních čísel soustavy, které je možné určovat pouze pro linearizovaný model.
- Text obsahuje řešení modelování optimálního tlumení s kontrolou vlastních frekvencí.
- Autor se okrajově zmiňuje o mechatronických systémech ESP, Steer by wire, a jejich přínosu pro jízdní bezpečnost.

Four-wheel vehicle modeling toward on board dynamics observer [32]

Článek se zabývá odvozením dynamického modelu podélné dynamiky vozidla. Na základě dynamického modelu vozidla je navržen lineární stavový pozorovatel pro odhad parametrů koeficientu povrchu, který pro odhad využívá odezvy dynamického chování pneumatiky.

- Článek vysvětluje odvození podélné dynamiky vozidla pomocí Lagrangeova formalismu.
- Je zde obsažen návrh stavového pozorovatele pro odhad neměřitelných veličin (síly ve styku mezi vozovkou a kolem), využívající Phillipův princip řešení.
- Je zde provedena validace² modelu s reálnými daty naměřenými na osobním vozidle.

Jednostopý a dvoustopý model vozidla [33]

Jak již název napovídá, článek se zabývá modelováním jednostopého a dvoustopého vozidla se všemi natáčecími koly a shrnuje výhody, které tato koncepce oproti klasické koncepci vozidel přináší.

- Článek poukazuje především na zvýšení stability vozidel se 4 natáčecími koly.
- Zabývá se lineárním rovinným a prostorovým modelem dynamiky osobního vozidla se čtyřmi natáčecími koly a vzájemně je porovnává.
- Rovnice jsou sestavovány podle [12] a síly v kontaktu pneumatika-vozovka jsou modelovány lineární přímkovou závislostí - vozidlo se nedostane na hranici stability.

Dynamics simulation on control technology for 4WS vehicle steering performance [34]

Článek se zabývá lineárním modelem 4WS vozidla se dvěma DOF. Autor navrhuje aplikovat na soustavu Kalmanův filtr a následně navrhnout stavový regulátor.

- V článku je popsán lineární model vozidla s lineárním modelem pneumatik.
- Je zde obsažen návrh stavového pozorovatele na základě Kalmanova filtru.
- Článek obsahuje návrh robustního stavového regulátoru řešením Riccatiho rovnice.

²**Validace** - Porovnání výsledků výpočetního modelu s měřením na reálné soustavě. ✕

Verifikace - Porovnání výpočetního modelu s jiným již ověřeným systémem (např. jiný již validovaný software).

Yaw stability control of a steer-by-wire equipped vehicle via active front wheel steering [35]

Jedná se o vynikající článek zabývající se návrhem algoritmu ESP s aktivním natáčením předních kol pro vozidlo se systémem „Steer by wire“.

- Článek se jistě využije při dalším rozvíjení projektu „CAR4“.
- V první části autor navrhne lineární model jízdního kola (reprezentuje zjednodušený model automobilu).
- Dále se autor snaží oddělit pohyb vozidla v příčném směru a dynamiku rotace okolo svislé osy (yaw).
- V článku jsou řešeny problémy s rekonstrukcí stavu, které nejsou pozorovatelné.
- Dynamika okolo svislé osy je aproximovaná polynomem druhého řádu a následně na to je navržen regulátor.
- Pohyb v příčném směru je popsán přenosovou funkcí prvního řádu s následným návrhem regulátoru.
- V článku bohužel chybí několik myšlenkových a maticových operací pro pochopení celého algoritmu.

Autor dosáhl sestavení stavového popisu se zabudovanými regulátory pro příčný i pro rotační pohyb okolo svislé osy. Na základě získaných derivovaných stavů se následně vypočte požadované natočení předních kol. V článku je řešen systém ESP budoucí generace s možností zásahů do řízení. Tento systém je možné testovat i na našem experimentálním vozidle. Jedná se o velmi zajímavé téma na diplomovou nebo disertační práci, které má jistě velký vědecký a komerční potenciál.

2.3 Modely pneumatiky

Tyre and Vehicle Dynamics [20]

Kniha od autora nejpoužívanější rovnice pro popis dynamiky pneumatiky.

- Na základě mnoha měření byla odvozena semi-experimentální soustava rovnic popisující dynamiku pneumatik.
- Kniha obsahuje popis určování koeficientů nalezených rovnic na základě naměřených charakteristických vlastností pneumatik.
- Velmi rozsáhlá část knihy se zabývá porovnáváním výpočetních modelů s experimentálními daty.

- Jsou zde odvozeny rovnice pro různé typy skluzů pneumatiky (pouze podélný, kombinovaný, ...).
- V závěru knihy jsou zařazeny zvláštnosti modelování dynamiky pneumatik pro motocykly.

Dynamics friction models for road/tire longitudinal interaction [37]

Jedná se o velmi podrobný článek zabývající se modelováním vlastností pneumatik.

- Je zde vysvětlena dynamika pneumatiky a výpočet skluzu při brždění a akceleraci.
- Dále je zmíněn nejpoužívanější semi-empirický vzorec, který určuje závislost třecího koeficientu na skluzu. Tento vzorec je známý jako Pacejka formula.
- V článku je také popsán Burckhardt model třecí síly.
- Dále je zde obsažen popis Lugreho dynamického modelu třecí síly.
- Článek obsahuje také popis Dahlova simulačního modelu třecí síly.
- Nechybí ani porovnání mezi všemi zmíněnými modely a jejich simulační a experimentální ověření.
- Článek by měl sloužit jako výchozí text pro tvorbu modelu pneumatiky a odhad jejich parametrů.

A new simulation model for 4WS vehicles based on dynamic tire friction model [38]

Článek se zabývá modelováním dynamiky vozidla založeném na dynamickém modelu koeficientu tření pneumatiky, tzv. LuGreho model.

- V článku je prezentována modulární architektura tvorby modelu. Samostatné funkční celky jsou tvořeny na základě obdoby fyzikálního modelování.
- Model koeficientu tření je modifikovaný LuGreho dynamický model.
- Odvozené dynamické rovnice bych doporučil k implementaci a porovnání s jinými přístupy.

2.4 Odhad parametrů

Estimation of vehicles sideslip angle four-wheel steering passenger cars [36]

Článek se zabývá tvorbou stavového modelu na odhad šesti stavů z dvou měřených veličin.

- Nejprve je popsán rovinný model 4WS vozidla s Pacejkovým modelem pneumatiky.
- Článek obsahuje vzorový příklad pro odhad yaw³ a roll⁴ odchylky, yaw a roll rychlosti a polohy těžiště v osách x a y .
- Popis maticových operací pro úpravu nelineárního stavového modelu pro získávání odhadu stavů ze dvou měřených veličin však není dostatečně vysvětlen.
- Model vyžaduje časový krok $T_s = 0.001$.

2.5 Systémy jízdní stability

ABS - Protiblokovací systém

Sliding mode four wheel slip-ratio control of anti-lock braking systems [44]

Jedná se o teoretický článek o modelování podélné a příčné dynamiky vozidla s Pacejkovým modelem pneumatiky SMC regulátorem bez experimentálního ověření.

- V článku je navržen klasický rovinný model 2WS vozidla, s přepočtem vertikálních sil F_z z podélného a příčného zrychlení karoserie.
- Je zde obsažen také velmi stručný popis SMC regulace.
- Regulátor dosahuje velmi rychlé odezvy, ovšem za cenu trvalé oscilace okolo požadované hodnoty.
- Chybí zde důležitý údaj o vzorkovací frekvenci výpočtu. Z výsledných grafů byla vzorkovací frekvence výpočtu odhadnuta na $T_s = 0.1ms$.

An improved self-adaptive algorithm of vehicle reference speeds for ABS [45]

Velmi zajímavý článek zabývající se adaptivním algoritmem pro výpočet referenční rychlosti vozidla.

- V článku je popsáno pět základních metod pro výpočet referenční rychlosti vozidla s výhodami a nevýhodami jednotlivých přístupů.

³Rotace okolo lokální osy vozidla z .

⁴Rotace okolo lokální osy vozidla x .

- Složením různých přístupů k určování referenční rychlosti dochází k návrhu adaptivního algoritmu, který přepíná výpočet mezi různými metodami.
- Dále je zde obsažen vývojový diagram adaptivního algoritmu ABS.

Design of a Semi-Physical simulation evaluation system for ABS [46]

V článku je řešen problém testování ABS metodou HIL. Simulační model vozidla je založen na 1/4 modelu vozidla.

- Navržený simulační model je velmi jednoduchý. Podobný model je obsažen v *Demo v Matlab/Simulink*.
- Koeficient tření je aproximován dvěma lineárními závislostmi.
- Algoritmus využívá tabulkové nastavování pěti parametrů pro různé druhy povrchů, není zde ovšem dostatečně vysvětleno, jak se tyto hodnoty z tabulek přepínají.

ASR - Systém regulace prokluzu hnaných kol

Analysis, Modeling and Neural Network traction control of an Electric vehicle without Differential Gears [43]

Článek se zabývá modelováním elektrického vozidla s využitím neuronových sítí jako dopředného aproximátoru skluzu.

- Článek popisuje zajímavou aplikaci neuronové sítě jako aproximátoru skluzu. Díky znalosti hodnoty skluzu se zkvalitní akční zásah systému ASR.
- Autor zdůvodňuje užití neuronové sítě v systému ASR vysokou nelinearitou soustavy, která musí být řešena komplexně. Na tuto soustavu je nejvhodnější použít neuronovou síť. Použití neuronové sítě má i své nevýhody. Jednou z nich je jejich nerobustnost a problémy s certifikací kódu pro aplikace kritické na požadavek bezpečnosti a spolehlivosti.

Použití neuronové sítě jako aproximátoru je jistě zajímavé řešení. Je ale nutné zajistit robustnost metody. Tento požadavek může zabránit nasazení těchto metod v kritických systémech vozidel.

ESP - Elektronický stabilizační program

Vehicle stability control of electric vehicle with slip-ratio and cornering stiffness estimation [39]

Článek se zabývá návrhem pozorovatele skluzu pomocí zpětnovazební lineari-
zace. Metoda dokáže pracovat i bez měření rychlosti vozidla.

- Jedná se o složitý článek, přesto však velmi zajímavý a použitelný pro další práci na systémech ESP.
- V článku je obsažen návrh systému DYC, který dokáže odhadovat vlastnosti pneumatiky (lineární model pneumatiky).
- Porovnání modelu a reálných dat vykazuje až neskutečnou shodu.

Tento článek bych doporučil k podrobnému prostudování všem, kteří se budou zabývat systémem ESP, nebo odhady stavu.

A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamics control system [40]

Článek je velmi pěkně napsaný a první verzi algoritmu bych doporučil vytvářet právě podle tohoto autora.

- Jedná se o výborný článek zabývající se návrhem LQR regulátoru ESP.
- V článku je navržen model automobilu 8 DOF – reálná soustava.
- Dále je zde navržen referenční model 2 DOF – jedná se o stavový lineární model s omezením přenášených sil na vozovku do platnosti fyzikálních zákonů.
- Na základě rozdílu mezi stáčivou rychlostí referenčního a reálného vozidla je určena regulační odchylka, která je navržena jako kvadratická cenová funkce.
- Na základě výstupů z těchto dvou modelů vypočítá regulátor potřebný korekční moment a následné logické obvody přibrzďují kola.

Controller design for vehicle stability enhancement [41]

Článek se zabývá návrhem systému jízdní stability VDC z lineárního modelu a jeho testováním na nelineárním modelu vozidla metodou HIL.

- V článku je odvozen nelineární model vozidla s 8 DOF, dynamika pneumatiky je řešena pomocí Pacejkovy formule.
- Pro účely návrhu VDC je odvozen lineární stavový model s 2 DOF, na jehož základě byl metodou LQR navržen regulátor.
- Navržený systém byl implementován v Simulinku a testován na reálné elektronice metodou HIL.

Design of a VDC systems for all-wheel independent drive vehicles [42]

Článek se zabývá stabilizací vozidla pomocí kontroly trakční síly a stabilizačního externího yaw momentu.

- Autor využívá fuzzy logiky v řídicím systému ESP
- Fuzzy pravidla jsou řízena podle hodnotící funkce. Koncepce této hodnotící funkce tvoří stěžejní část práce. Uvedená hodnotící funkce je založena na minimalizaci součtu kvadratických odchylek.
- Velkou nevýhodou fuzzy řízení je fakt, že není robustní, protože fuzzy množiny jsou založeny na vágních pojmech.

Takováto koncepce neprojde certifikačním procesem v automobilovém průmyslu, a to z důvodu nemožnosti zaručení robustnosti tohoto řízení⁵.

2.6 Rekapitulace

Z provedené rešerše v oblasti modelování kinematiky a dynamiky kolových vozidel a systémů jízdní stability ABS, ASR a ESP vyplývají tyto závěry. Modelování podélné i příčné dynamiky vozidla je důležitá součást správného návrhu bezpečnostních systému moderních vozidel. Samostatné systémy ABS a ASR mohou pracovat bez znalostí modelu vozidla. Naproti tomu systém ESP, který výrazně rozšiřuje možnosti všech podřazených systémů jízdní stability, se bez modelu již neobejde. V následující kapitole se budeme zabývat modelováním kinematiky a dynamiky experimentálního vozidla s limitovanou výpočetní náročností 16 bitových procesorů dsPic.

⁵Tvrzení na základě zkušeností inženýrů ze ŠKODA Auto.

3 Modelování kinematiky vozidla

V této kapitole se budeme zabývat problematikou modelování neholonomní a holonomní kinematiky vozidel. Je zde uveden příklad identifikace neholonomního systému. Je zde provedena redukce neholonomního modelu pseudobicyclu. Dále je zde odvozena kinematika 2WS a 4WS experimentálního vozidla.

3.1 Použití kinematických modelů

V rámci kinematiky se budeme zabývat pohybem popsaným trajektorií, rychlostí a zrychlením. Pokud chceme řídit pohyb na základě kinematiky, musíme zajistit splnění následujících předpokladů:

- Pohyb vozidla je pomalý.
- Motory jsou dostatečně předimenzovány.
- Zanedbáváme dynamické a přechodové jevy.
- Kola se dokonale odvalují - nesmýkají se.

Pokud dojde ke splnění těchto podmínek, můžeme pro řízení využít kinematické modely.

Nejčastější použití

Kinematické modely se běžně využívají k následujícím úlohám:

- Generování trajektorie vozidla.
- Výpočet natočení kol vozidla (Ackermannovo řízení).
- Výpočet rychlosti kol vozidla (softwarový diferenciál).
- Výpočet geometrických omezení soustavy.

Výhody	Nevýhody
✓ Jednodušší a rychlejší model	✗ Nepostihuje dynamické chování vozidla
✓ Nižší výpočetní nároky na hardware	✗ Neumožňuje modelovat síly pneumatiky

Tabulka 3.1: VÝHODY A NEVÝHODY KINEMATICKÉHO ŘÍZENÍ ROBOTU

3.2 Určení neholonomních vazeb

Abychom mohli mluvit o neholonomní kinematice, musíme na tomto místě nejprve vysvětlit pojem neholonomní vazby. Neholonomní vazby jsou omezení, která jsou definovaná pro rychlosti. Tato omezení však není možné vyjádřit pro polohy. Vzniká tedy otázka, jak jednoznačně dokázat, zda se jedná o neholonomní vazby. Pro určení neholonomních vazeb můžeme použít následující přístup:

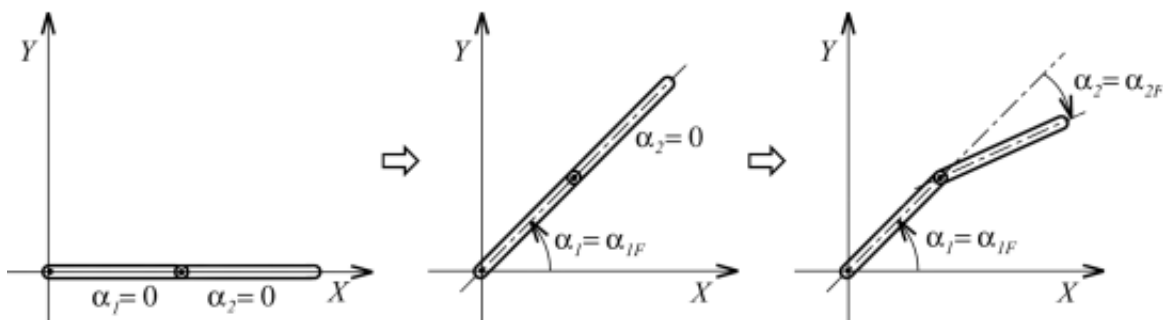
- Integrace rovnic vyjadřujících omezení pohybu soustavy.
- Redukce počtu stupňů volnosti - holonomní vazby redukují celočíselný počet DOF soustavy, neholonomní redukují po půlkách DOF soustavy.
- Záměna pořadí řídicích zásahů a její vliv na koncový polohový stav soustavy.

Poslední přístup pro nás představuje nejjednodušší způsob zjištění, zda se jedná o holonomní, či neholonomní vazbu. Pro vysvětlení využijeme příklad z [4]. Na obrázku 3.1 je vidět rovinný manipulátor. Skládá se ze dvou ramen a dvou kloubů. V každém kloubu je uložen motor. Nyní budeme otáčet nejdříve s jedním motorem, a po jeho zastavení s druhým motorem.

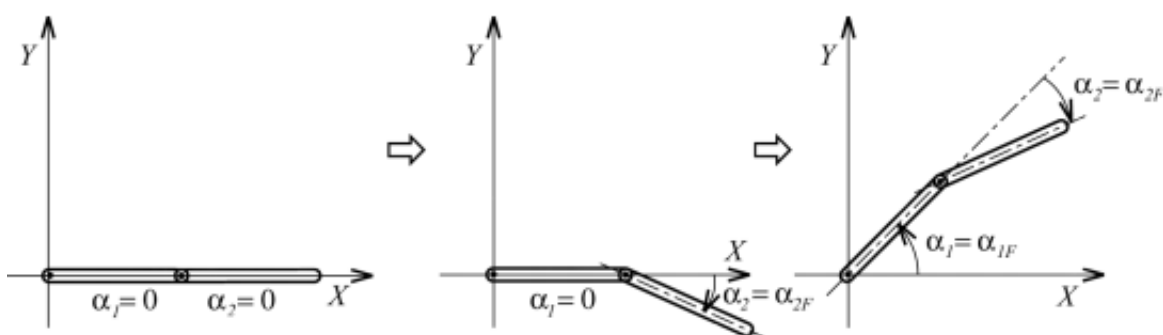
Jako příklad neholonomního systému jsem zvolil automobil z obrázku 3.2. Vstupy do tohoto systému budou dopředná rychlost a natočení přední nápravy.

Jak je vidět z obrázku 3.1, tak změna pořadí řídicích příkazů nemá vliv na koncovou polohu manipulátoru. Toto je typická vlastnost holonomních systémů - omezení jsou definována pro polohy (nederivované proměnné). Tato vlastnost vychází z Frobeniova teorému. Z obrázku 3.2 ovšem vidíme, že koncová poloha vozidla je různá v závislosti na pořadí posloupnosti řídicích příkazů. Toto je zase typická vlastnost neholonomních systémů.

Typickými představiteli neholonomních soustav jsou kolová vozidla. Vozidlo sice může v prostoru zaujmout jakoukoli polohu, ale jeho pohyb je omezen podle aktuální konfigurace natočení kol.



Obr. 3.6: Planární manipulátor – řídicí sekvence 1



Obrázek 3.1: ROVINNÝ MANIPULÁTOR - HOLONOMNÍ SYSTÉM [4]

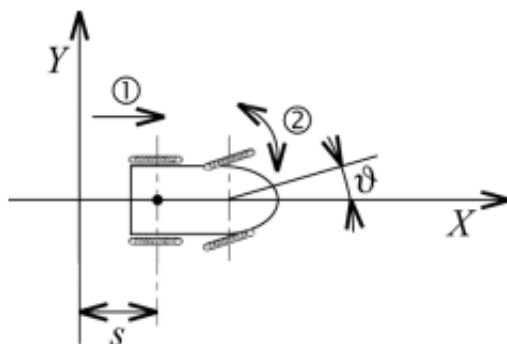
3.3 Neholonomní kinematický model

Neholonomní kinematický model byl odvozen pro zjednodušený jednostopý model 4WS vozidla, tzv. pseudobicycle. Pseudobicycle reprezentuje poloviční model vozidla, který lze následně jednoduše rozšířit na plný model vozidla. Na obrázku 3.3 je schéma s vyznačenými lokálními souřadnými systémy obou kol a okamžitým středem otáčení C. Pro řešení budeme předpokládat, že kola neprokluzují v podélném ani bočním směru. Stav pseudobicyclu je jasně určen polohou a orientací bodu C x, y, φ , natočením předního kola α , natočením zadního kola β a pootočením předního hnaného kola ϑ . Soustava má tedy celkem 6 DOF.

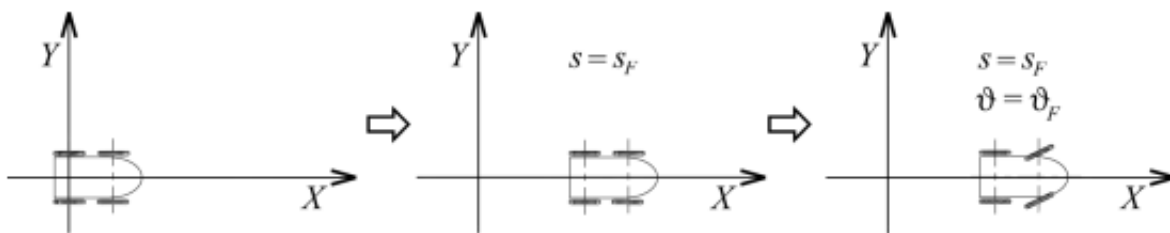
Stavový vektor \mathbf{q} definujeme takto:

$$\mathbf{q} = [x, y, \varphi, \vartheta, \alpha, \beta]^T \quad (3.1)$$

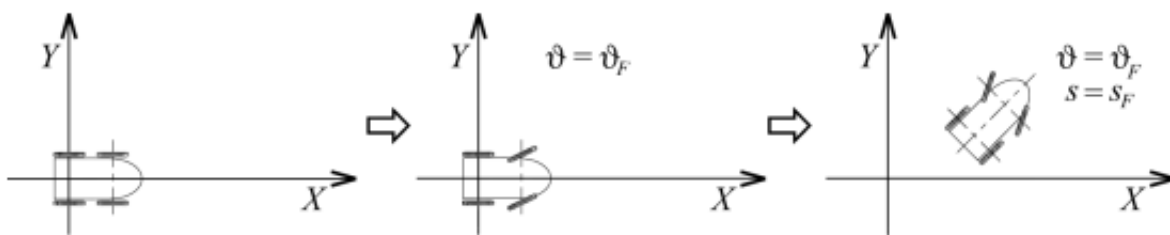
Nyní budeme formulovat tři neholonomní podmínky, pro podélnou a příčnou



Obr. 3.8: Automobil – neholonomní systém



Obr. 3.9: Automobil – řídicí sekvence 1



Obrázek 3.2: AUTOMOBIL - NEHOLONOMNÍ SYSTÉM [4]

rychlost předního kola a pro příčnou rychlost zadního kola:

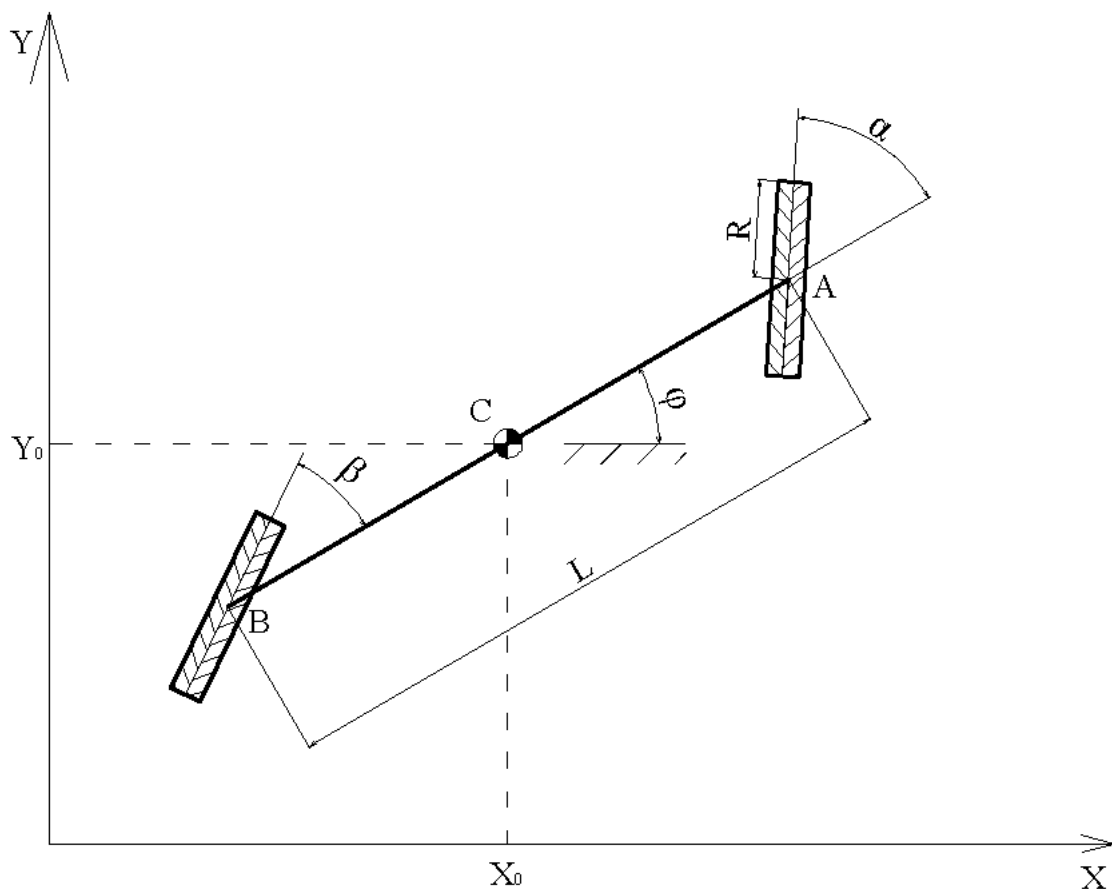
$$\dot{y}_{AL} = 0 \quad (3.2)$$

$$\dot{x}_{AL} = \dot{\vartheta} R \quad (3.3)$$

$$\dot{y}_{BL} = 0 \quad (3.4)$$

Rovnice 3.2 a 3.4 jinými slovy definují, že v těchto směrech je zamezen pohyb soustavy. Rovnice 3.3 definuje, že může nastat pouze dokonalé valení.

Budeme uvažovat přední hnanou nápravu. Poloha bodu A v g.s.s. je:



Obrázek 3.3: ZNAČENÍ VELIČIN NA PSEUDOBICYKLU

$$x_{A0} = x_{C0} + L \cos \varphi \quad (3.5)$$

$$y_{A0} = y_{C0} + L \sin \varphi \quad (3.6)$$

Následně provedeme derivaci podle času a získáme rychlosti v bodě A:

$$\dot{x}_{A0} = \dot{x}_{C0} - L\dot{\varphi} \sin \varphi \quad (3.7)$$

$$\dot{y}_{A0} = \dot{y}_{C0} + L\dot{\varphi} \cos \varphi \quad (3.8)$$

$$\mathbf{v}_{A0} = \begin{bmatrix} \dot{x}_{A0} \\ \dot{y}_{A0} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Nyní můžeme definovat rotační transformační matici R_{A0L} mezi l.s.s. kola a g.s.s.

$$\mathbf{R}_{A0L} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi + \alpha) & -\sin(\varphi + \alpha) \\ \sin(\varphi + \alpha) & \cos(\varphi + \alpha) \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

První dvě neholonomní podmínky přepíšeme do maticového tvaru:

$$\mathbf{v}_{AL} = \begin{bmatrix} \mathbf{w}_1 \\ \mathbf{w}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R\dot{\vartheta} \\ 0 \end{bmatrix} = \mathbf{R}_{A0L}^T \mathbf{v}_{A0} \quad (3.11)$$

A po dosazení podmínky 3.2 a 3.3 a rovnice 3.9 do 3.11 získáváme první dvě neholonomní podmínky w_1, w_2 ve tvaru:

$$w_1 = \cos(\varphi + \alpha)(\dot{x} - L \sin(\varphi)\dot{\varphi}) + \sin(\varphi + \alpha)(\dot{y} + L \cos(\varphi)\dot{\varphi}) - \dot{\vartheta}R \quad (3.12)$$

$$w_2 = -\sin(\varphi + \alpha)(\dot{x} - L \sin(\varphi)\dot{\varphi}) + \cos(\varphi + \alpha)(\dot{y} + L \cos(\varphi)\dot{\varphi}) \quad (3.13)$$

Stejný postup provedeme i pro bod B s využitím neholonomní podmínky ?? a s uvážením rychlostní vazby přes „rám vozidla“ ??.

$$\mathbf{A}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (3.14)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi + \alpha) & \sin(\varphi + \alpha) & L \sin(\alpha) & -R & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi + \alpha) & \cos(\varphi + \alpha) & L \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi + \beta) & \cos(\varphi + \beta) & -L \cos(\beta) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

V tomto okamžiku hledáme tři navzájem kolmé vektory splňující podmínku danou rovnicí 3.16.

$$\mathbf{A}(\mathbf{q})\mathbf{S}_i = \mathbf{0} \quad (3.16)$$

Jak je uvedeno v [3], hledáme takové vektory, které splňují předpokládanou strukturu kinematického modelu, tj.:

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{s}_1 u_1 + \mathbf{s}_2 u_2 + \dots \mathbf{s}_{n-k} u_{n-k} \quad (3.17)$$

Pro řešení této soustavy rovnic můžeme využít program Maple, který pomocí funkce LinearSolve nalezne složky vektoru \mathbf{S}_3 .

Výsledný neholonomní kinematický model jsme získali ve tvaru:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\varphi} \\ \dot{\vartheta} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} u_1 + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} u_2 + \begin{bmatrix} s_{31} \\ s_{32} \\ s_{33} \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u_3 \quad (3.18)$$

kde

$$s_{31} = -R \frac{\sin \varphi \cos \beta \sin \alpha + \sin \varphi \sin \beta \cos \alpha - 2 \cos \beta \cos \varphi \cos \alpha}{2 \cos \beta} \quad (3.19)$$

$$s_{32} = R \frac{2 \cos \alpha \cos \beta \sin \varphi + \cos \varphi \cos \beta \sin \alpha + \cos \varphi \sin \beta \cos \alpha}{2 \cos \beta} \quad (3.20)$$

$$s_{33} = R \frac{\cos \beta \sin \alpha - \sin \beta \cos \alpha}{2L \cos \beta} \quad (3.21)$$

Význam vstupů je následující:

$$u_1 = \dot{\alpha} \quad (3.22)$$

$$u_2 = \dot{\beta} \quad (3.23)$$

$$u_3 = \dot{\vartheta} \quad (3.24)$$

Maticově zapíšeme

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{S}(\mathbf{q})\mathbf{u} \quad (3.25)$$

Uvedené rovnice popisují přímou úlohu kinematiky a jsou implementovány v prostředí *Matlab/Simulink*. Na obrázku 3.4 je znázorněno implementační schéma. Levá část obsahuje generátor požadovaných řídicích signálů: rychlost natočení přední a zadní nápravy a rychlost otáčení předního hnaného kola. Na pravé straně schématu získáváme z modelu vektor stavových proměnných, které popisují stav soustavy. Na obrázku 3.5 je zobrazena trajektorie jízdy vozidla pro bod C. Poloha a orientace vozidla je vykreslena každých 0.1s.

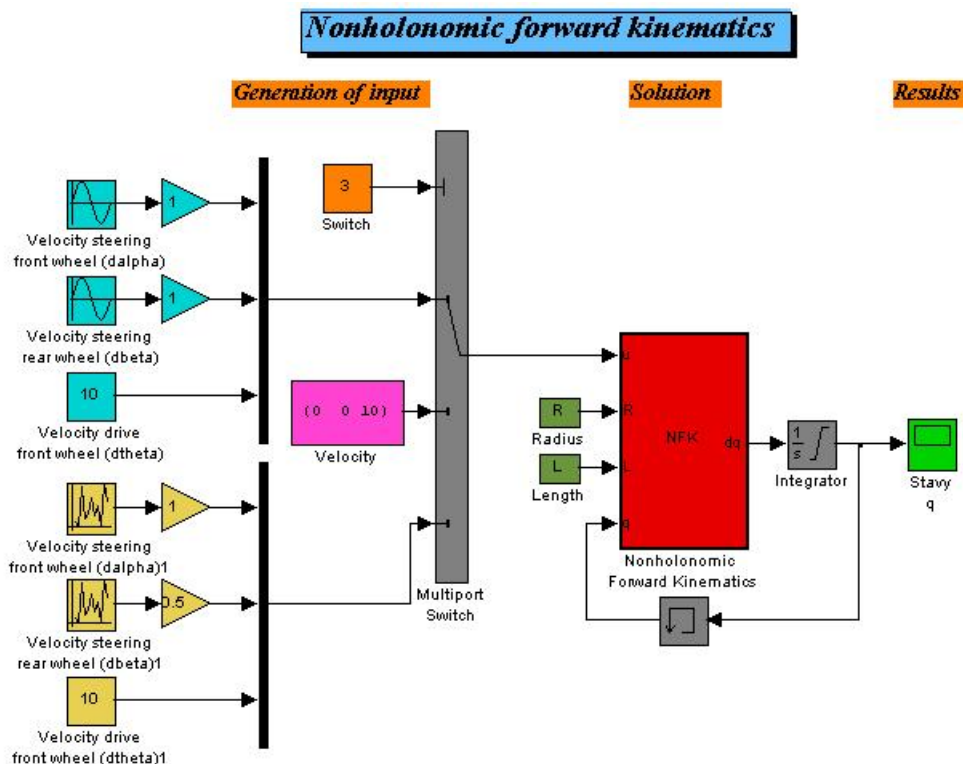
3.4 Holonomní kinematika

U dvoustopých vozidel je nutné řešit kinematiku náprav. Jedná se o méně složitý problém, který je většinou řešen mechanickými převody v řízení. V podstatě se při jízdě do zatáčky musí natočit kola na levé straně vozidla o jiný úhel, než kola na pravé straně vozidla. Pokud by se tak nestalo, kola by se neodvalovala ve správném směru a docházelo by k jejich smýkání se všemi nežádoucími vlivy, jako jsou nadměrné opotřebování pneumatik, zhoršená jízdní dynamika, zvýšené riziko smyku,...

To samozřejmě platí i pro rychlosti kol. Rychlost kola je dána okamžitým poloměrem zatáčení a rychlostí stáčení vozidla. To znamená, že každé kolo se odvaluje jinou rychlostí. To je také jeden z důvodů, proč jsou vozidla vybavena diferenciálem.

3.4.1 Ackermannova kinematika - 2WS - Klasický automobil

Na základě zadaného natočení přední nápravy a dopředné rychlosti vozidla určíme rychlosti všech kol. Tato úloha je jednodušší, protože se poloha okamžitého



Obrázek 3.4: NEHOLONOMNÍ KINEMATICKÝ MODEL - MATLAB/SIMULINK

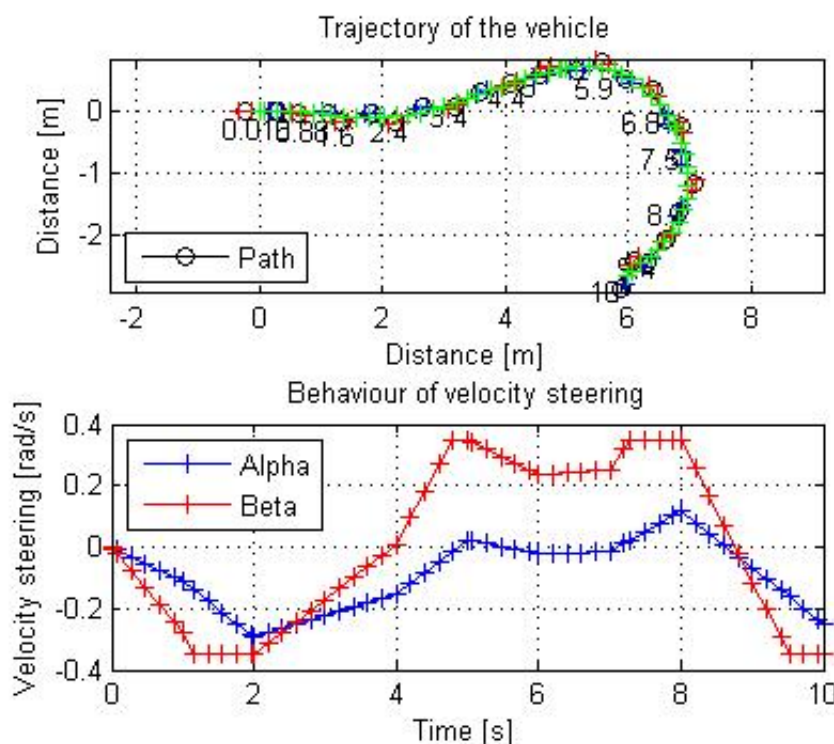
středu otáčení (dále jen - ICR) pohybuje po přímce procházející osou zadní nápravy. Naproti tomu pro 4WS vozidla se poloha ICR pohybuje v rovině. Z obrázku 3.6 je zřejmé značení veličin.

Výpočet úhlů natočení kol

Na obrázku 3.6 je vidět pravoúhlý trojúhelník AMB , u kterého známe všechny tři úhly a jednu stranu l . Dokážeme tedy pomocí goniometrických funkcí určit přeponu R_0 a odvěsnu $R_2 + \frac{w}{2}$. Následně pomocí Pythagorovy věty určíme poloměry zatáčení R_1 a R_3 . Z trojúhelníku $12M$ už snadno určíme úhel δ_1 , obdobně i δ_3 . Poněvadž se jedná o kinematický model s pevnou zadní nápravou, natočení zadních kol jsou nulová.

Výpočet rychlosti kol

Pokud vozidlo jede po zakřivené trajektorii a kola se nesmýkají, musí se každé kolo odvalovat jinou rychlostí. Dráha kol je různá. Z obrázku 3.6 je vidět, že pro

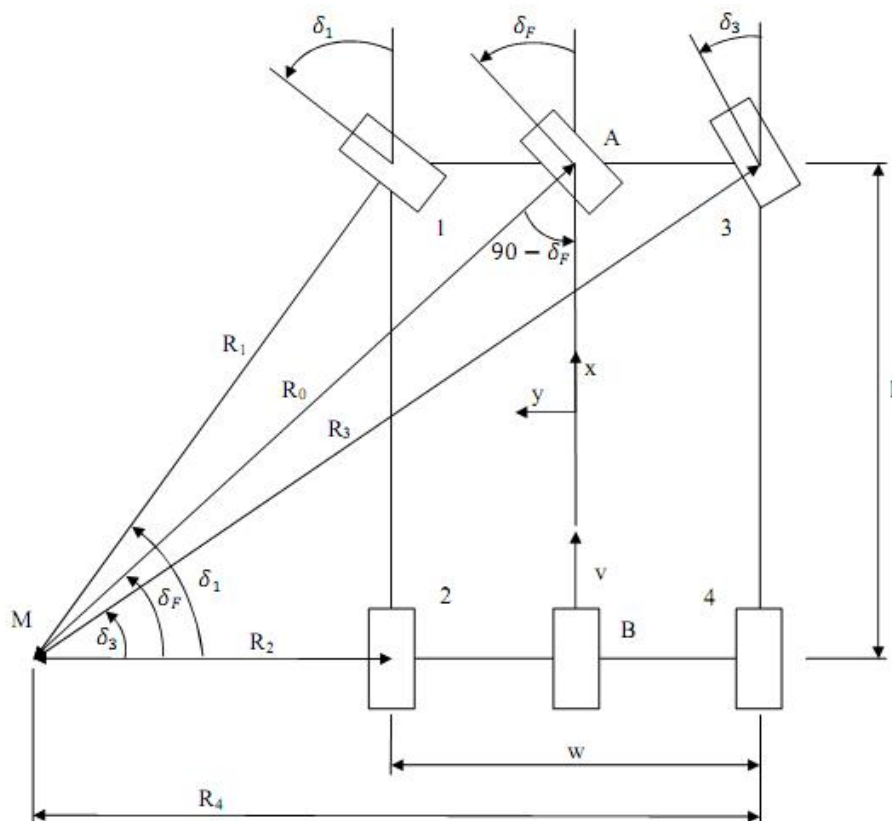


Obrázek 3.5: TRAJEKTORIE JÍZDY VOZIDLA

každé natočení kol existuje jeden bod v rovině, okolo kterého se vozidlo otáčí (ICR - M). Jak již bylo zmíněno, pro pevnou zadní nápravu leží tento bod na přímce procházející zadní nápravou a jeho vzdálenost je dána úhlem natočení předních kol. Kolmá vzdálenost mezi kolem a středem otáčení se nazývá poloměr otáčení a označíme ho R . Pro jízdu v kruhu je poloměr $R = konst$, pro jízdu rovně $R = \infty$. Jak jsme již uvedli, existuje bod otáčení M . Jsme schopni určit rychlost otáčení kolem tohoto bodu. Nyní můžeme z rychlosti otáčení a poloměrů otáčení jednotlivých kol snadno určit jejich rychlost.

Implementační detaily

- Vstupní úhel δ_F bereme vždy kladný, a pokud je záporný, tak pouze zaměníme výsledné úhly natočení a rychlosti takto $1 \iff 3$ a $2 \iff 4$.
- Poloměry otáčení jsou vždy kladné, výpočet pomocí Pythagorovy věty.
- Pozor na spojitost a definiční obor funkce \tan .
- Nutnost ošetřit výpočet pro jízdu rovně, kde poloměry otáčení leží v ∞ .



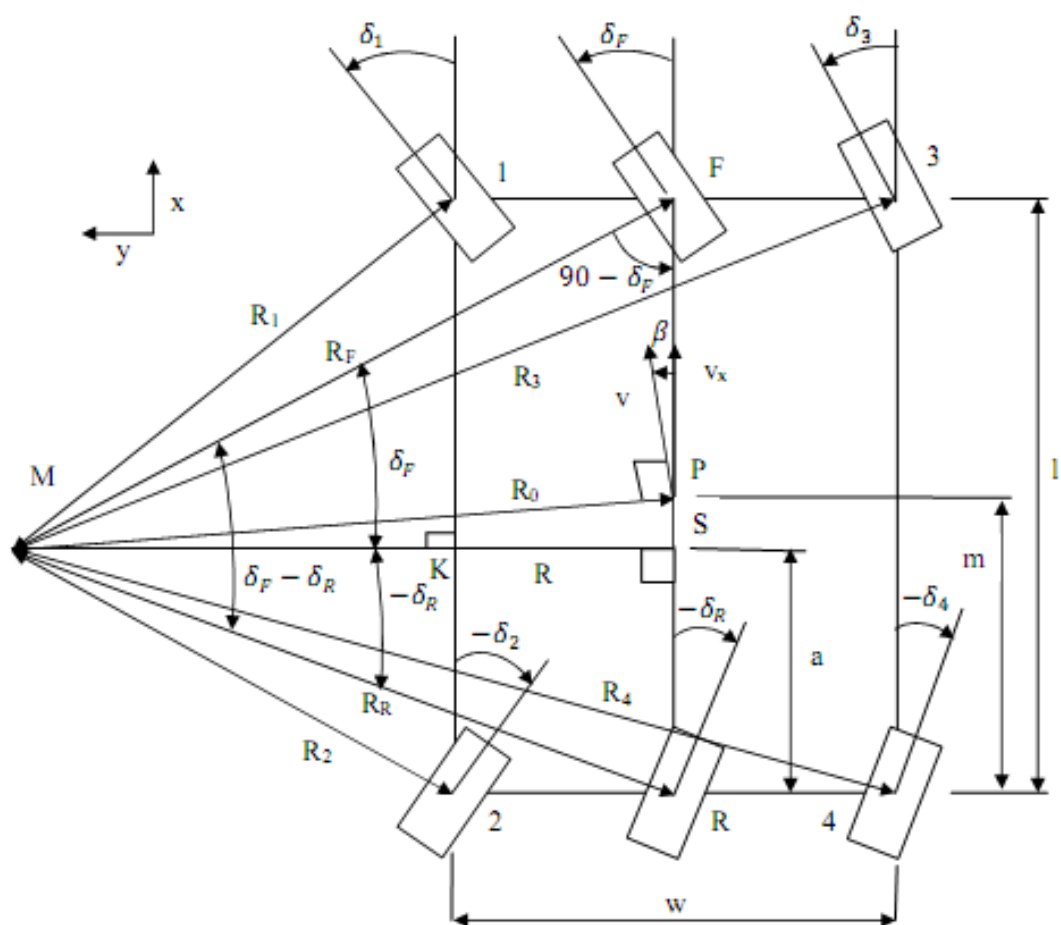
Obrázek 3.6: KINEMATIKA VOZIDLA 2WS

3.4.2 Ackermannova kinematika - 4WS

Jak již bylo řečeno výše, kinematika 4WS vozidla je složitější. Na základě zadaných vstupů natočení přední nápravy δ_F , natočení zadní nápravy δ_R a dopředné rychlosti ve středu vozidla v určíme natočení všech čtyř kol a jejich rychlosti. Pro konečný výpočet je potřeba nejdříve určit pomocné veličiny.

Pomocné veličiny

Z obrázku 3.7 je zřejmé, že pro výpočet hledaných veličin potřebujeme nejdříve určit pomocné neznámé veličiny R_R , R , a , R_0 , β a v , definované v rovnicích 3.26 - 3.31. Z trojúhelníku RFM jsme ze znalosti sinovy věty určili R_R . Z pravoúhlého trojúhelníku RSM jsme použili znalosti přepony a úhlu a snadno jsme tak určili odvěsny R a a . Pro výpočet rychlostí ještě potřebujeme dvě pomocné veličiny. První z nich je úhel β mezi zadanou rychlostí ve směru l.s.s vozidla a skutečným směrem rychlosti, který je určen natočením rychlostí všech kol. Druhou pomocnou veličinou



Obrázek 3.7: KINEMATIKA VOZIDLA 4WS

je poloměr otáčení ke středu vozidla R_0 , ve kterém definujeme požadovanou rychlost vozidla.

$$R_R = l \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta_F\right)}{\sin(\delta_F - \delta_R)} \quad (3.26)$$

$$R = \cos(\delta_R) R_R \quad (3.27)$$

$$a = \sin(\delta_R) R_R \quad (3.28)$$

$$R_0 = \sqrt{R_R^2 + (a + m)^2 - R_R(a + m) \cos\left(\frac{\pi}{2} + \delta_R\right)} \quad (3.29)$$

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1}\left(\sin\left(\frac{\pi}{2} + \delta_R\right) \frac{|R_R|}{R_0}\right) \quad (3.30)$$

$$v = \frac{v_x}{\cos \beta} \quad (3.31)$$

Poloměr zatačení R_1 určíme z pravoúhlého trojúhelníku $MK1$ pomocí Pythagorovy věty. Ve vzorci 3.32 vystupuje délka odvěsny $a + l$. Znaménko $+$ zde vystupuje, protože pomocná veličina a ze vzorce 3.28 vyjde záporná. Analogická úvaha platí i pro poloměry $R_2 - R_4$. Poloha bodu M může nabývat šesti možných umístění:

vlevo	vpravo
před přední nápravou	před přední nápravou
mezi nápravami	mezi nápravami
za zadní nápravou	za zadní nápravou

Tabulka 3.2: POLOHA ICR VE VZTAHU K VOZIDLU

Pro všechny tyto možnosti umístění ICR rovnice 3.26 – 3.43 fungují správně. Rovnice mají singulární stav pro hodnotu $\delta_F = \delta_R$, kde poloměry otáčení leží v nekonečnu. Tento případ byl v algoritmu ošetřen pomocí podmínek *if – else*.

$$R_1 = \sqrt{\left(R - \frac{w}{2}\right)^2 + (a + l)^2} \quad (3.32)$$

$$R_2 = \sqrt{\left(R - \frac{w}{2}\right)^2 + a^2} \quad (3.33)$$

$$R_3 = \sqrt{\left(R + \frac{w}{2}\right)^2 + (a + l)^2} \quad (3.34)$$

$$R_4 = \sqrt{\left(R + \frac{w}{2}\right)^2 + a^2} \quad (3.35)$$

Natočení kol

Výpočet úhlu natočení kola δ_1 je odvozen z trojúhelníku $MK1$, kde je úhel určen pomocí inverzní funkce tangens. Úhly δ_2 až δ_4 jsou odvozeny obdobně.

$$\delta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{a+l}{R - \frac{w}{2}} \right) \quad (3.36)$$

$$\delta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{a}{R - \frac{w}{2}} \right) \quad (3.37)$$

$$\delta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{a+l}{R + \frac{w}{2}} \right) \quad (3.38)$$

$$\delta_4 = \tan^{-1} \left(\frac{a}{R + \frac{w}{2}} \right) \quad (3.39)$$

Rychlosti kol

Pro rychlosti kol již snadno určíme vztahy 3.40 – 3.43, kde se každé kolo pohybuje po kružnici s okamžitým středem otáčení v bodě M a na poloměru R_i , kde $i = 1..4$.

$$v_1 = v \frac{R_1}{R_0} \quad (3.40)$$

$$v_2 = v \frac{R_2}{R_0} \quad (3.41)$$

$$v_3 = v \frac{R_3}{R_0} \quad (3.42)$$

$$v_4 = v \frac{R_4}{R_0} \quad (3.43)$$

Takto odvozený model jsme nejdříve simulovali v plovoucí čárce (double). Z důvodu implementace algoritmu na 16-ti bitovém procesoru s celočíselnou aritmetikou jsme model převedli pomocí nástroje Fixed Point Tool do 16-ti bitové celočíselné aritmetiky. Tato poměrně časově náročná práce se velmi vyplatí několikanásobným zrychlením výpočtu.

Implementační poznámky

- V současné době embedded matlab function nepodporuje nahrazení goniometrických funkcí (sin,cos,tan,) tabulkou.
- Nutnost implementovat celý model v Simulinku, kde je méně přehledný.
- Goniometrické funkce nahradit blokem *Lookup Table* s vhodnou aproximací a přijatelným počtem aproximačních bodů - každý blok může být nastaven jinak.

- Použijeme nástroj Fixed-Point Advisor, který zjistí, jestli je možné model převést do celočíselné aritmetiky.
- Dále použijeme nástroj Fixed-Point Tool pro návrh datových typů celočíselné aritmetiky.

Postupným laděním modelu se snažíme aproximovat model v celočíselné aritmetice tak, aby co nejvíce odpovídal referenčnímu modelu v plovoucí čárce (double). V našem případě se povedlo model aproximovat na 16-ti bitovém rozlišení. Pokud by se tak ovšem nestalo, mohli bychom použít i 32 bitové rozlišení, a to i přesto, že používáme 16-ti bitové procesory. Překladač si s tím poradí. Výsledná rychlost bude jistě stále řádově větší než při implementaci modelu v plovoucí čárce (double).

3.5 Výpočet natočení serv z natočení kol

V předešlém textu jsme odvodili vztahy pro natočení všech kol na základě požadované kinematiky vozidla. Protože natočení kol ovládáme servy přes kinematický řetězec, musíme nyní z obrázku 3.8 odvodit transformační vztahy z požadovaného natočení kola na řídicí veličinu - střidu napětí pro servo.

Ze známých ramen řízení a požadovaného natočení kol se dá snadno dle rovnic 3.44 – 3.46 vypočítat neznámý úhel natočení serva α . Při odvození rovnic jsme vyšli z pravoúhlého trojúhelníku ACK , ze kterého jsme určili odvěsny trojúhelníka ABS . Následně jsme pomocí Pythagorovy věty určili přeponu h . Hledaný úhel α je určen rovnicí 3.46. Z pravoúhlého trojúhelníku ABS jsme určili úhel γ a z trojúhelníku ADS jsme pomocí kosinovy věty určili úhel ε .

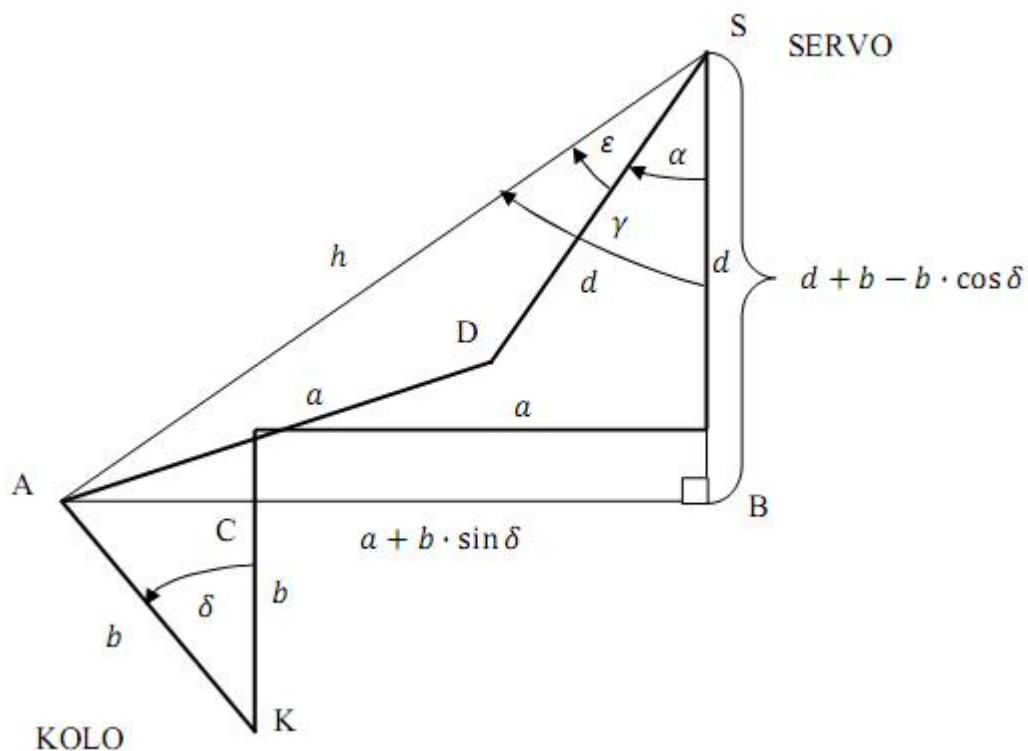
$$h = \sqrt{(d + b - b \cos \delta)^2 + (a + b \sin \delta)^2} \quad (3.44)$$

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{a + b \sin \delta}{d + b - b \cos \delta} \right) \quad (3.45)$$

$$\varepsilon = \cos^{-1} \left(\frac{h^2 + d^2 - a^2}{2hd} \right) \quad (3.46)$$

$$\alpha = -\gamma + \varepsilon$$

Při finální implementaci na mikroprocesoru byl přepoččet z natočení kol na natočení serv nahrazen tabulkou. Tato tabulka je výpočetně mnohem méně náročná a při dostatečném množství bodů dokáže vhodně aproximovat nelinearitu, která se v tomto typu převodu vyskytuje.



Obrázek 3.8: KINEMATICKÝ ŘETĚZEC SERVO - KOLO

3.6 Rekapitulace

V této kapitole byl odvozen neholonomní kinematický model vozidla a dále holonomní model Ackermannovy kinematiky náprav pro 2WS i 4WS vozidlo. Je zde odvozena kinematika řetězce kolo - servo. Krátce jsem se zmínil o použití Fixed Point toolboxu pro převod modelu do celočíselné aritmetiky.

4 Modelování dynamiky vozidla

V této kapitole se budeme podrobně zabývat modelováním dynamiky vozidla. Jsou zde řešeny modely podle několika autorů a v různé úrovni zjednodušení. Dále je také podrobně rozebrána problematika modelování dynamiky pneumatiky a porovnání základních používaných modelů.

Jak jsme již nastínili situaci v kapitole 3, tak kolová vozidla spadají do skupiny soustav s neholonomními vazbami. Probereme tedy nejdříve možnosti, jak s neholonomními vazbami pracovat.

4.1 Jak modelovat dynamiku neholonomních soustav

Pro modelování neholonomních soustav existují dva hlavní přístupy:

1. Zavést do soustavy boční sílu F_R , která zamezí pohybu ve směru osy rotace kola.
2. Provést redukci odvozeného holonomního modelu na neholonomní.

První přístup tvorby modelu je uživatelsky výrazně snazší. Zavedením boční síly F_R však do modelu vnášíme velkou přídavnou tuhost, která způsobuje problémy při řešení ODE - stiff-systém¹.

Výhody / nevýhody

V tabulce 4.1 jsou shrnuty výhody a nevýhody jednotlivých přístupů.

4.2 Neholonomní dynamika

Pro jednoduchost budeme uvažovat jednostopý model vozidla s oběma řízenými koly, tzv. pseudobicycle z kapitoly 3.3 na obrázku 3.3. Na obrázku 4.1 jsou zakresleny síly působící mezi vozovkou a pneumatikami pro holonomní model pseudobicycle. Dále provedeme redukci na neholonomní model podle postupu zmíněném v [30],[47]. Pro jednoduchost předpokládáme, že se soustava skládá ze tří těles, která jsou spojena dvěma rotačními vazbami. Soustava se pohybuje v rovině. Hmotnost obou kol

¹Vlastní čísla matice \mathbf{A} jsou řádově rozdílné. To způsobuje problémy pro řešiče ODE rovnic. Musíme použít speciální řešiče pro stiff systémy např. ODE15s, které dokáží tyto rovnice vyřešit.

Holonomní model	Neholonomní model
✓ Snadná tvorba modelu	✓ Rychlý efektivní výpočet
✓ Umožňuje řešit skluz a smyk	✓ Dokonalé valení - pneumatika se nemodeluje
✓ Umožňuje modelovat systémy jízdní stability	✓ Vhodné např. pro polohové řízení
✗ Pomalejší řešení - stiff systém	✗ Složitější - nutná redukce
✗ Modelování dynamiky pneumatiky	✗ Skluz a smyk nemůže nastat

Tabulka 4.1: SHRNUTÍ VÝHOD A NEVÝHOD HOLONOMNÍHO A NEHOLO-NOMNÍHO MODELU

je uvažována jako součást těla vozidla m . Obě kola kladou setrvačný odpor vůči otáčení okolo svislé osy (zatáčení) a přední kolo klade odpor také k ose otáčení kola (pohon).

4.2.1 Holonomní model

Při zpracovávání této kapitoly jsem čerpal především z interních materiálů laboratoře [6], dále pak z [4], [47], [30]. Soustavu můžeme popsat pohybovými rovnicemi pro přední hnané kolo.

$$I_{\vartheta} \ddot{\vartheta} = \tau_{\vartheta} - F_x R \quad (4.1)$$

Zatáčení obou kol popíšeme v nejjednodušším případě se zanedbáním tlumení takto:

$$I_{\omega} \ddot{\alpha} = \tau_{\alpha} I_{\omega} \ddot{\beta} = \tau_{\beta} \quad (4.2)$$

Podle obrázku 4.1 sestavíme tři pohybové rovnice těla vozidla pro pohyb v rovině:

$$m \ddot{x} = F_x \cos(\varphi + \alpha) - F_{Fy} \sin(\varphi + \alpha) - F_{Ry} \sin(\phi + \beta) \quad (4.3)$$

$$m \ddot{y} = F_x \sin(\varphi + \alpha) + F_{Fy} \cos(\varphi + \alpha) + F_{Ry} \cos(\phi + \beta) \quad (4.4)$$

$$I_{\phi} \ddot{\phi} = F_x L \sin(\alpha) + F_{Fy} L \cos(\alpha) - F_{Ry} L \cos(\beta) \quad (4.5)$$

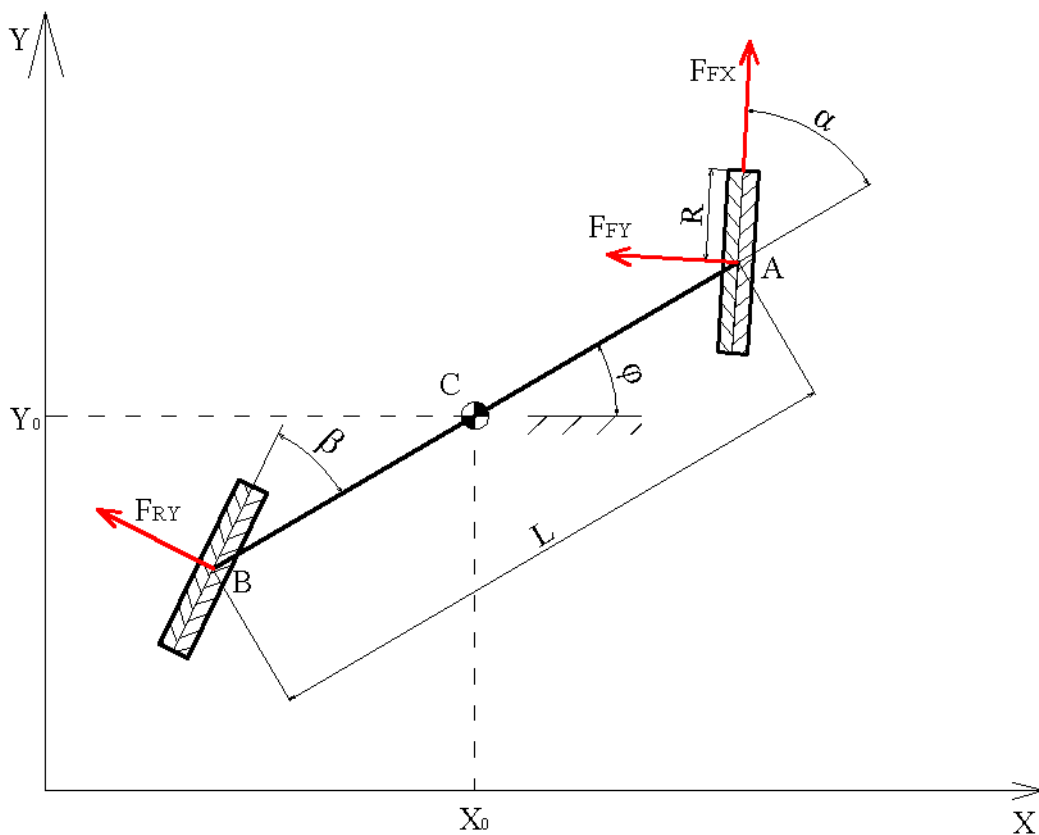
Dále budeme postupovat podle [30] a převedeme holonomní model do maticového tvaru:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{V} \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{B} \mathbf{f} - \mathbf{A}^T \lambda \quad (4.6)$$

Konkrétní tvar matic je v našem případě následující:

Matice hmotností:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{\varphi} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{\vartheta} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{\omega} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{\omega} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$



Obrázek 4.1: SCHÉMATICKY ZNÁZORNĚNÝ HOLONOMNÍ MODEL

Vektor zrychlení:

$$\ddot{\mathbf{q}} = [\ddot{x} \quad \ddot{y} \quad \ddot{\varphi} \quad \ddot{\vartheta} \quad \ddot{\alpha} \quad \ddot{\beta}]^T \quad (4.8)$$

Transformační matice stykových sil:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

Vektor řídicích momentů:

$$\mathbf{f} = [\tau_{\alpha} \quad \tau_{\beta} \quad \tau_{\vartheta}]^T \quad (4.10)$$

Matice neholonomních podmínek:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi + \alpha) & \sin(\varphi + \alpha) & L \sin(\alpha) & -R & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi + \alpha) & \cos(\varphi + \alpha) & L \cos(\alpha) & 0 & 0 & 0 \\ -\sin(\varphi + \beta) & \cos(\varphi + \beta) & -L \cos(\beta) & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Vektor stykových sil:

$$\lambda = [F_{Fx} \quad F_{Fy} \quad F_{Ry}]^T \quad (4.12)$$

Matice \mathbf{A} z rovnice 4.11 je totožná s maticí 3.15, která byla odvozena v kapitole 3.3. Matice \mathbf{V} , která reprezentuje viskózní tlumení ve všech osách, může být v nejjednodušším případě nulová (zanedbáme viskózní tlumení) nebo diagonální.

4.2.2 Neholonomní model

Z popsaného holonomního modelu lze postupem uvedeným v [30] jednoduše sestavit neholonomní model. V kapitole 3.3 jsme odvodili matici \mathbf{S} , která definuje neholonomní omezení soustavy. Nyní budeme definovat vektor rychlostí \mathbf{v} s uvážením vztahu:

$$\dot{\mathbf{q}}(\mathbf{q}) = \mathbf{S}(\mathbf{q})\mathbf{v}(\mathbf{t}) \quad (4.13)$$

kde

$$\mathbf{v} = [\dot{\alpha} \quad \dot{\beta} \quad \dot{\theta}]^T \quad (4.14)$$

Pokud zderivujeme rovnici 4.13 podle času, získáme

$$\ddot{\mathbf{q}} = \dot{\mathbf{S}}\mathbf{v} + \mathbf{S}\dot{\mathbf{v}} \quad (4.15)$$

Po dosazení rovnice 4.15 do 4.6 a následné úpravě získáme

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{S}}\mathbf{v} + \mathbf{M}\mathbf{S}\dot{\mathbf{v}} + \mathbf{V}\mathbf{S}\mathbf{v} = \mathbf{B}\mathbf{f} - \mathbf{A}^T\lambda \quad (4.16)$$

Nyní musíme vyloučit výraz $\mathbf{A}^T\lambda$, který vyjadřuje síly ve styku s vozovkou. V článku [30] je uveden následující postup. Rovnici 4.16 rozšíříme transponovanou maticí \mathbf{S}^T .

$$\mathbf{S}^T\mathbf{M}\dot{\mathbf{S}}\mathbf{v} + \mathbf{S}^T(\mathbf{V}\mathbf{S} + \mathbf{M}\dot{\mathbf{S}})\mathbf{v} = \mathbf{S}^T\mathbf{B}\mathbf{f} - \underbrace{\mathbf{S}^T\mathbf{A}^T}_{\mathbf{S}^T\mathbf{A}^T=0}\lambda \quad (4.17)$$

Podarilo se nám vyloučit vektor λ a získáváme tak neholonomní redukováný model ve tvaru

$$\mathbf{S}^T \mathbf{M} \mathbf{S} \dot{\mathbf{v}} + \mathbf{S}^T (\mathbf{V} \mathbf{S} + \mathbf{M} \dot{\mathbf{S}}) \mathbf{v} = \mathbf{S}^T \mathbf{B} \mathbf{f} \quad (4.18)$$

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{S} \mathbf{v} \quad (4.19)$$

Uvedený postup je obecný a získané maticové rovnice 4.18 a 4.19 popisují obecný redukováný model vozidla. Pokud budeme znát matici \mathbf{S} reprezentující neholonomní omezení soustavy pro dvoustopý model vozidla s více stupni volnosti, pak pouze rozšíříme stavový vektor \mathbf{q} a příslušné matice v rovnici 4.18 a získáme neholonomní model pro dvoustopý model vozidla, který již snadno můžeme řešit např. v Simulinku. Protože se nezabýváme problémem polohového/rychlostního řízení vozidla (např. parkování, jízda v jízdních pruzích,), ale návrhem systému řízení trakce, opustíme neholonomní modely a budeme se soustředit na holonomní modely s modely pneumatik. Začneme používanými modely pneumatik.

4.3 Modely pneumatik

Modely pneumatik jsou velmi složitou a stále aktuální vědeckou činností celých výzkumných týmů. Mezi největší výzkumné týmy patří univerzita v Delftu. Vlastnosti pneumatik budeme řešit jen ve velmi zjednodušené podobě, to znamená, že se budeme zabývat vznikem obvodových (podélných) a bočních (příčných) sil. Vratné momenty, vlivy odklonů kol a neustálené vlastnosti budeme pro jednoduchost zanedbávat, stejně tak neuvažujeme složité deformace pneumatik ani vliv huštění. I přes tyto úvahy je problematika celkem složitá.

Podélné síly působící mezi pneumatikou a vozovkou jsou závislé na koeficientu tření, který je nelineárně závislý na relativním skluzu pneumatiky. Boční síly jsou závislé na směrové úchylce kola.

Zabýval jsem se implementací dvou nejpoužívanějších modelů pneumatik (Pacejka formula, Burckhardt model), jednoho obecného modelu tření (LuGre), který se objevuje např. článkách [48],[37].

Výpočet skluzu

Empirické vzorce pro výpočet tečné síly mezi vozovkou a pneumatikou jsou závislé na relativním skluzu pneumatiky v podélném směru. Pro akceleraci vozidla platí podmínka $\omega R > v$, pak skluz λ je určen rovnicí 4.20. Pro brzdění vozidla platí podmínka $\omega R < v$, pak je skluz λ určen rovnicí 4.21. Kombinací rovnic 4.20 a 4.21 získáme vztah 4.22 pro výpočet skluzu v obou jízdních situacích, kde ve jmenovateli je malá proměnná $\varepsilon = 0.001s$, která zabraňuje dělení nulou. Skluz

musí vždy nabývat normovaných hodnot mezi $\langle -1 ; 1 \rangle$.

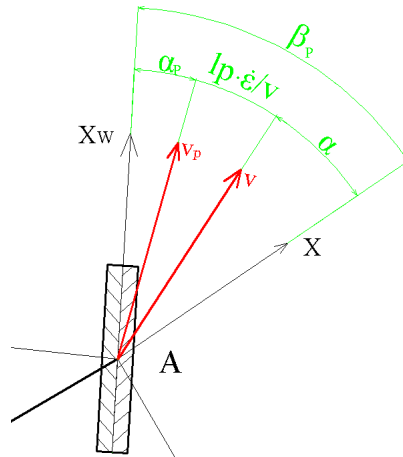
$$\lambda_a = \frac{\omega R - v}{\omega R} \quad (4.20)$$

$$\lambda_b = \frac{\omega R - v}{v} \quad (4.21)$$

$$\lambda = \frac{\omega R - v}{\max(|\omega R|, |v|, \varepsilon)} \quad (4.22)$$

Výpočet směrové úchytky

Úhel směrové úchytky kola α_p , z určíme dle obrázku 4.2. Rychlost poloosy v_p je určena vektorovým součtem rychlosti v těžišti vozidla v a rychlosti otáčení poloosy $\dot{\varepsilon}$ okolo těžiště. Potom je směrová úchytky přední a zadní nápravu určena vztahy 4.23 - 4.24.



Obrázek 4.2: URČENÍ SKLUZOVÉ ÚCHYLKY

$$\alpha_p = -\alpha - \frac{l_p}{v} \dot{\varepsilon} + \beta_p \quad (4.23)$$

$$\alpha_z = -\alpha + \frac{l_z}{v} \dot{\varepsilon} + \beta_z \quad (4.24)$$

Pacejka formula

Nejpoužívanější model dynamiky pneumatiky je založen na empiricky odvozené rovnici 4.25

$$\begin{aligned} F_x &= \mu(\lambda) F_z \\ \mu(\lambda) &= D \sin(C \arctan(B\lambda - E(B\lambda - \arctan(B\lambda)))) \end{aligned} \quad (4.25)$$

Význam parametrů je následující: B - faktor tuhosti pneumatiky, C - faktor tvaru pneumatiky D - faktor koeficientu povrchu, E - faktor zakřivení charakteristiky, důsledek vlivu menšího kinematického koeficientu tření než statického. Pro získání koeficientu tření pro příčný pohyb, použijeme rovnici 4.25 a za proměnnou λ doplníme směrovou úhlyku α . Koeficienty Pacejkovy křivky pro příčný pohyb jsou obecně různé od koeficientu pro podélný pohyb.

Burckhardt model

Druhý, v literatuře nejčastěji zmiňovaný model pneumatiky, je popsán velmi jednoduchou rovnicí

$$\begin{aligned} F_x &= \mu(\lambda) F_z \\ \mu(\lambda) &= c_1 (1 - e^{(-c_2 \lambda)}) - c_3 \lambda \end{aligned} \quad (4.26)$$

kde koeficienty $c_1 - c_3$ charakterizují vlastnosti povrchu, které jsou shrnuty v tabulce 4.2. V literatuře [22] je model ještě rozšířen o další dva koeficienty, které dále model zpřesňují. Pro naše požadavky vyjdeme z jeho základní podoby 4.26.

Povrch	c_1	c_2	c_3
hline Asfalt - suchý	1.2801	23.99	0.52
Asfalt - mokrý	0.857	33.822	0.347
Beton - suchý	1.1973	25.168	0.5373
Dlažební kostky - suchý	1.3731	6.4595	0.6691
Dlažební kostky - mokrý	0.4004	33.7080	0.1204
Sníh	0.1946	94.129	0.0646
Led	0.05	306.39	0

Tabulka 4.2: KOEFICIENTY BURCKHARDTOVA MODELU V ZÁVISLOSTI NA POVRCHU [22]

Lugre model

Model odvozený z obecného LuGreho modelu tření popisuje závislost třecí síly na rychlosti. Obvykle se používá v podobě, kde $g(v_r)$ definuje Stricbeckův efekt

$$g(v_r) = \mu_c + (\mu_s + \mu_c) e^{(-\sqrt{|\frac{v_r}{v_s}|})} \quad (4.27)$$

$$\dot{z} = v_r - \frac{\sigma_0 |\lambda|}{g(v_r)} z \quad (4.28)$$

$$F_x = (\sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 v_r) F_z \quad (4.29)$$

kde v_r vyjadřuje relativní rychlost kola ke karoserii a je ekvivalentní se skluzem definovaným u předešlých modelů. Ve vzorci 4.29 proměnná F_z definuje vertikální zatížení pneumatiky. Pro správnou funkci modelu musíme odhadnout šest parametrů:

- μ_c normalizované Coulombovské tření,
- μ_s normalizované statické tření,
- v_s Stribeckova relativní rychlost - definuje zvýšení třecí síly pro malé rychlosti,
- σ_0 normalizovaná tuhost pneumatiky,
- σ_1 normalizované tlumení pneumatiky,
- σ_2 normalizované relativní viskózní tlumení.

Prezentovaný model se v praxi výrazně nerozšířil, jedním z důvodů je jeho vyšší výpočetní náročnost a složitější odhad parametrů modelu.

Hyperbolický tangens

Při studiu různých přístupů k modelování pneumatiky jsme zkoušeli také implementovat funkci $\tanh(\lambda)$, tato cesta se z počátku zdála jako velmi výhodná. Později při snaze více zpřesnit model jsme došli do stavu, že jsme získali Pacejkovu formuli zapsanou pomocí jiného zápisu.

$$\mu(\lambda) = D(\tanh(B\lambda) - C \tanh(E\lambda)) \quad (4.30)$$

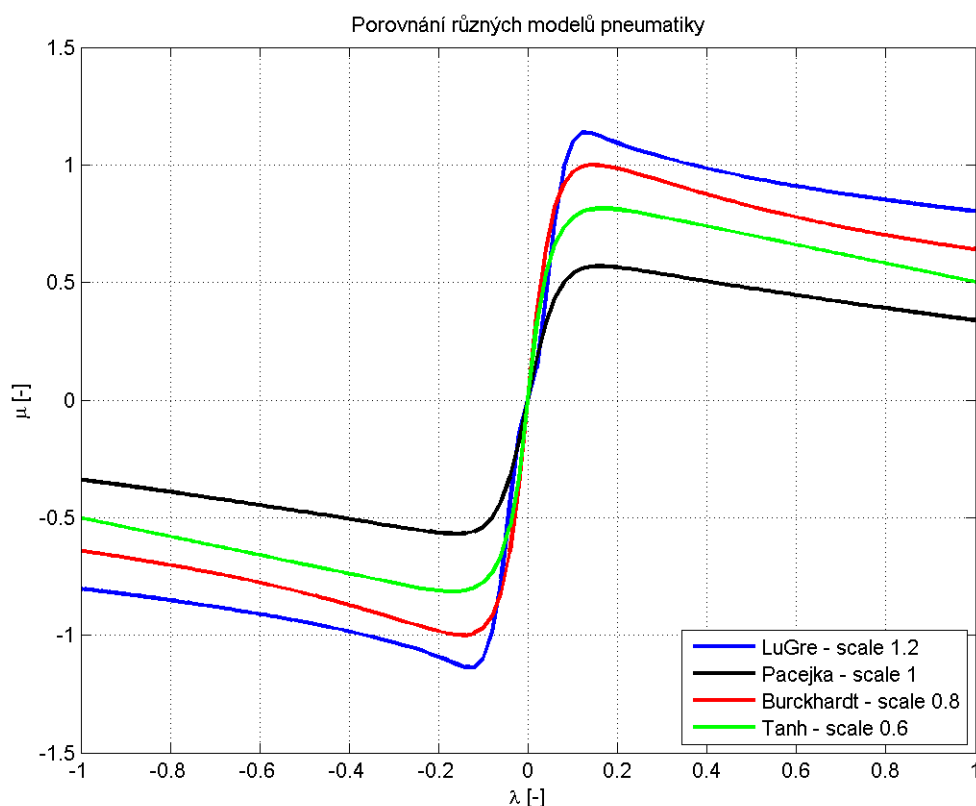
$$F_x = \mu(\lambda)F_z \quad (4.31)$$

Porovnání modelů

Na obrázku 4.3 jsou vykresleny průběhy koeficientu tření podle výše uvedených modelů. Protože se průběhy překrývají, jsou pro přehlednost vynásobeny měřítkem, které je uvedeno v popisu na obrázku.

Rekapitulace

Všechny čtyři varianty modelování koeficientu tření pneumatiky dosahují velmi podobných průběhů v závislosti na skluzu. Liší se od sebe parametry, které závislosti popisují, a výpočetní náročností modelů. My se v další práci omezíme na v praxi nejpoužívanější model Pacejka formula, přesto nám nic nebrání kdykoli tento model nahradit modelem jiným.



Obrázek 4.3: POROVNÁNÍ RŮZNÝCH MODELŮ VÝPOČTU KOEFICIENTU TŘENÍ

4.4 Holonomní model

Jak již bylo zmíněno v tabulce 4.1, tak pro modelování systémů jízdní stability je nutný holonomní model s modelem pneumatiky. Budou zde předvedeny dva různé přístupy k tvorbě modelu. Mezi oběma přístupy existuje jednoznačná transformace.

4.4.1 Modely dle Vlka

Na základě modelů klasických automobilů s přední hnanou nápravou zmíněných v literatuře [12] byly vytvořeny tři různě složité modely vozidla se všemi říditelnými koly (4WS). Modely jsou založeny na směrové úchylce vektoru rychlosti od lokální osy x vozidla. Tento způsob sestavení pohybových rovnic je nejčastěji zmiňován v literatuře od profesora Vlka. V cizojazyčné literatuře se tento popis téměř nevyskytuje, proto zde budeme modely založené na směrové úchylce nazývat „modely dle Vlka“:

1. Lineární prostorový model vozidla.
2. Nelineární rovinný model vozidla - jednostopý - Pacejka.
3. Nelineární rovinný model - dvoustopý - Pacejka.

Podle rovnic pro lineární prostorový model 2WS vozidla uvedených v [12] jsme sestavili jednoduchý lineární prostorový model 4WS vozidla.

Lineární prostorový model vozidla - konstantní rychlost

Pro začátek jsem zvolil jeden z nejjednodušších dynamických modelů, a to lineární prostorový model. Tento model je ve variantě 2WS velmi dobře popsán v [12] i s grafy, které zobrazují jeho chování. Slouží tedy především ke studování vlivu, který přináší rozšíření rovnic na variantu 4WS vozidla.

Model nám umožňuje vyšetřovat pohyb karoserie ve směrech x a y a rotace okolo os z - yaw a x - roll. Rychlost vozidla se přivádí na vstup modelu a zadává se v l.s.s vozidla. Tímto způsobem se vyhneme modelování dynamiky pneumatiky. Tento model je vhodný pro případy, kdy se vozidlo nesmýká a neztrácí dokonalý kontakt s vozovkou. Dále je vhodný pro řešení dynamiky rovinného pohybu, např. dynamika řízení, řízení na požadovanou polohu... Pro další rozvoj a dosažení cílů práce uvedených v kapitole 1.1.1, konkrétně návrhu systémů řízení trakce, musíme model rozšířit o modely pneumatik. Rovnice lineárního modelu jsou přiloženy v příloze A.1. Zde se omezíme pouze na vykreslení souboru grafů 4.5, které vyjadřují odezvy modelu na řízení a schéma modelu 4.4.

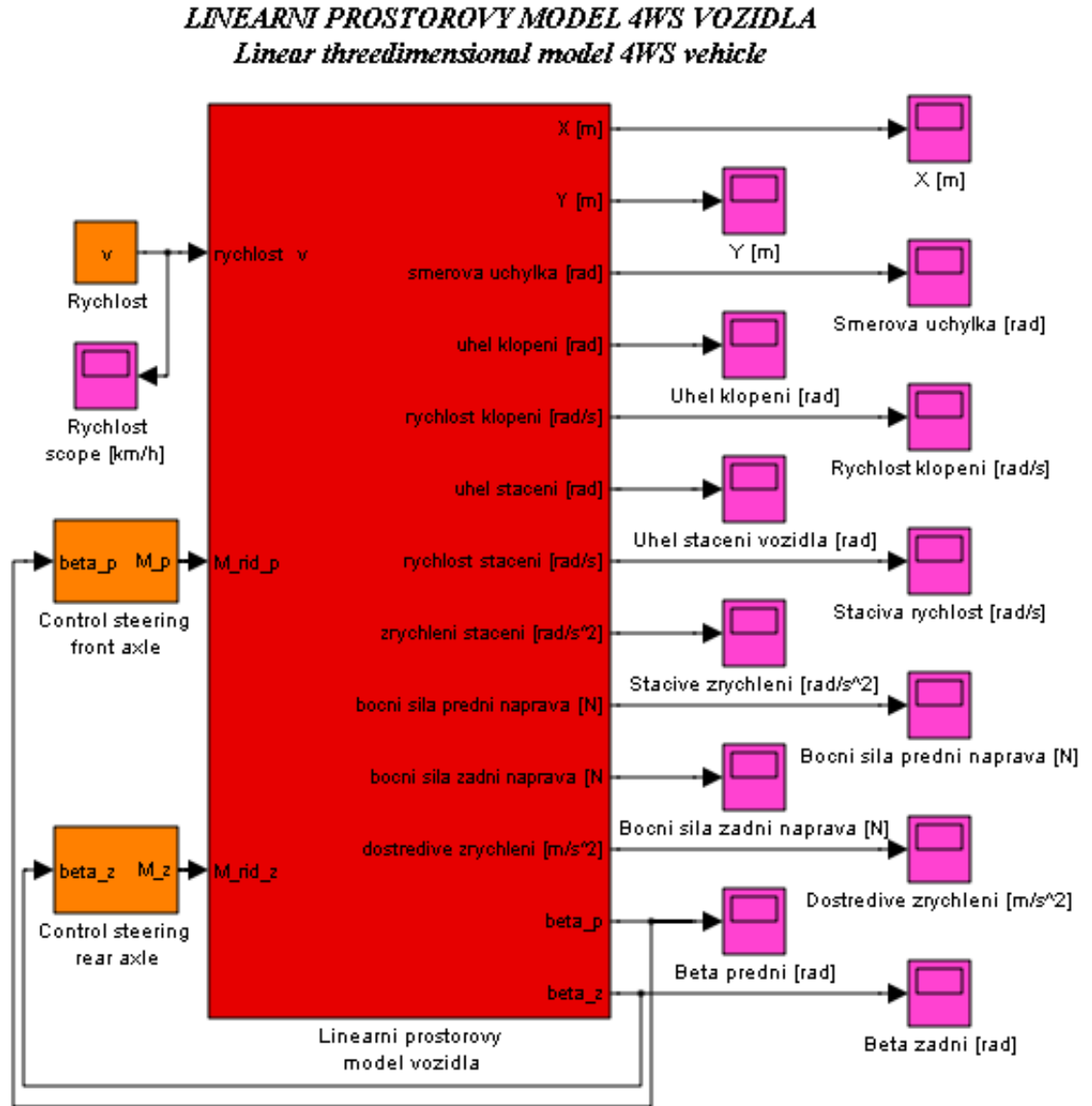
V grafech na obrázku 4.5 jsou uvedeny všechny důležité průběhy proměnných, které mají podstatný vliv na chování dynamiky vozidla.

Nelineární rovinný jednostopý model vozidla - Pacejka

Pro vyšetřování dynamiky vozidel je důležité zvolit vhodný matematický model. Jelikož budeme vyšetřovat rovinný pohyb po vozovce, zvolili jsme rovinný model. Z toho plynou jisté předpoklady a omezení:

- těžiště vozidla leží v rovině vozovky,
- karoserie se nenaklání vlivem odstředivých sil,
- vliv na radiální reakce kol nebudeme uvažovat.

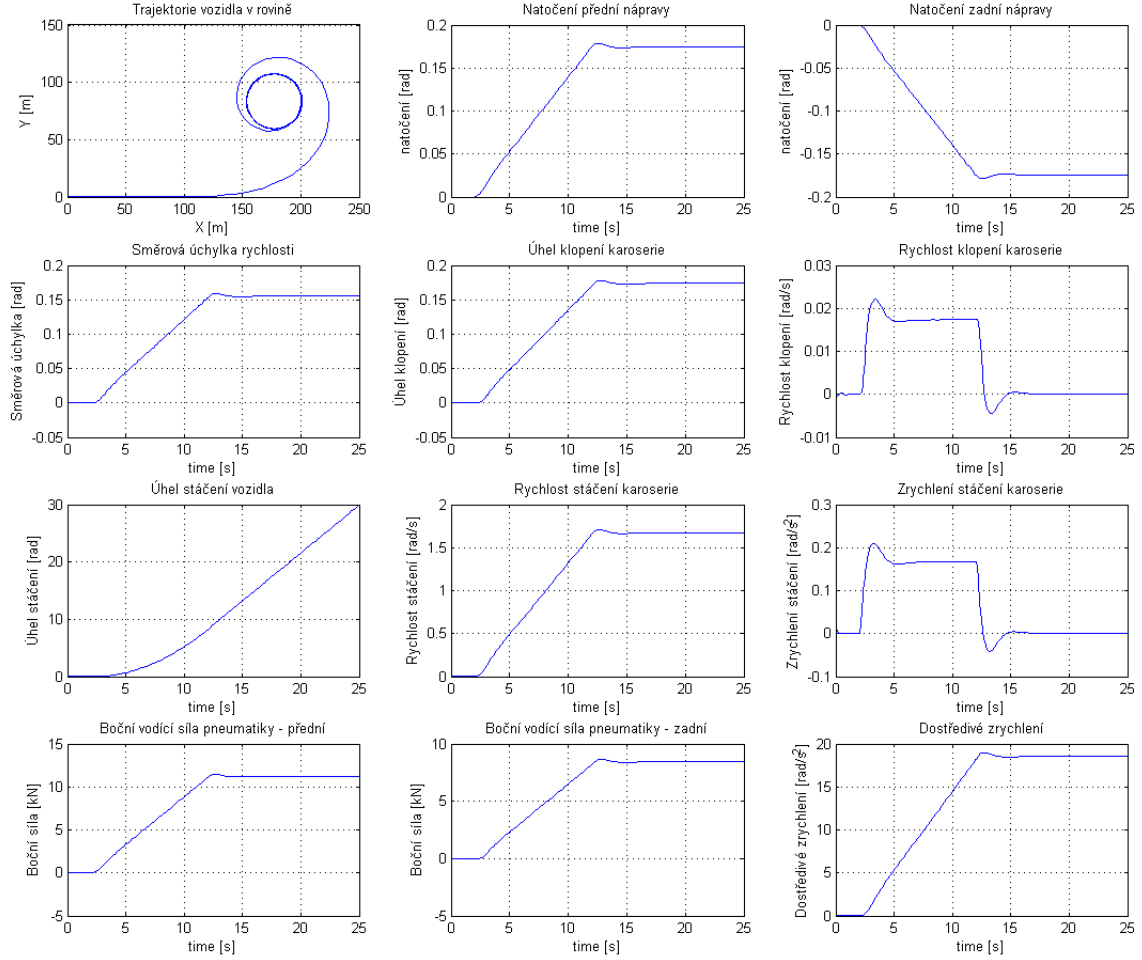
Na obrázku 4.6 je zobrazena karoserie vozidla s těžištěm T a rychlostí v , která svírá s lokální osou x vozidla úhel směrové úchylky α . Úhel stáčení karoserie ε okolo osy z má stejný směr, jako směrová úchylka α . Pro zjednodušení jsme zanedbali vliv bočního větru, vztlaku a terénu (jízda do kopce), což je v případě laboratorního modelu možné. Pro jednoduchost byly přesunuty všechny valivé odpory na kolech a jízdní odpory do těžiště karoserie a působí zde jako jedna odporová síla O_v .



Obrázek 4.4: IMPLEMENTOVANÝ LINEÁRNÍ PROSTOROVÝ MODEL V SIMULINKU

Rovnováha sil ve směru osy x - podélný pohyb Pro rovnováhu sil v podélném směru z obrázku 4.6 snadno sestavíme pohybovou rovnici 4.32

$$\dot{v} = \frac{mv(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon})\sin(\alpha) - S_p\sin(\beta_p) + H_p\cos(\beta_p) - S_z\sin(\beta_z) + H_z\cos(\beta_z) - O_v}{m\cos(\alpha)} \quad (4.32)$$

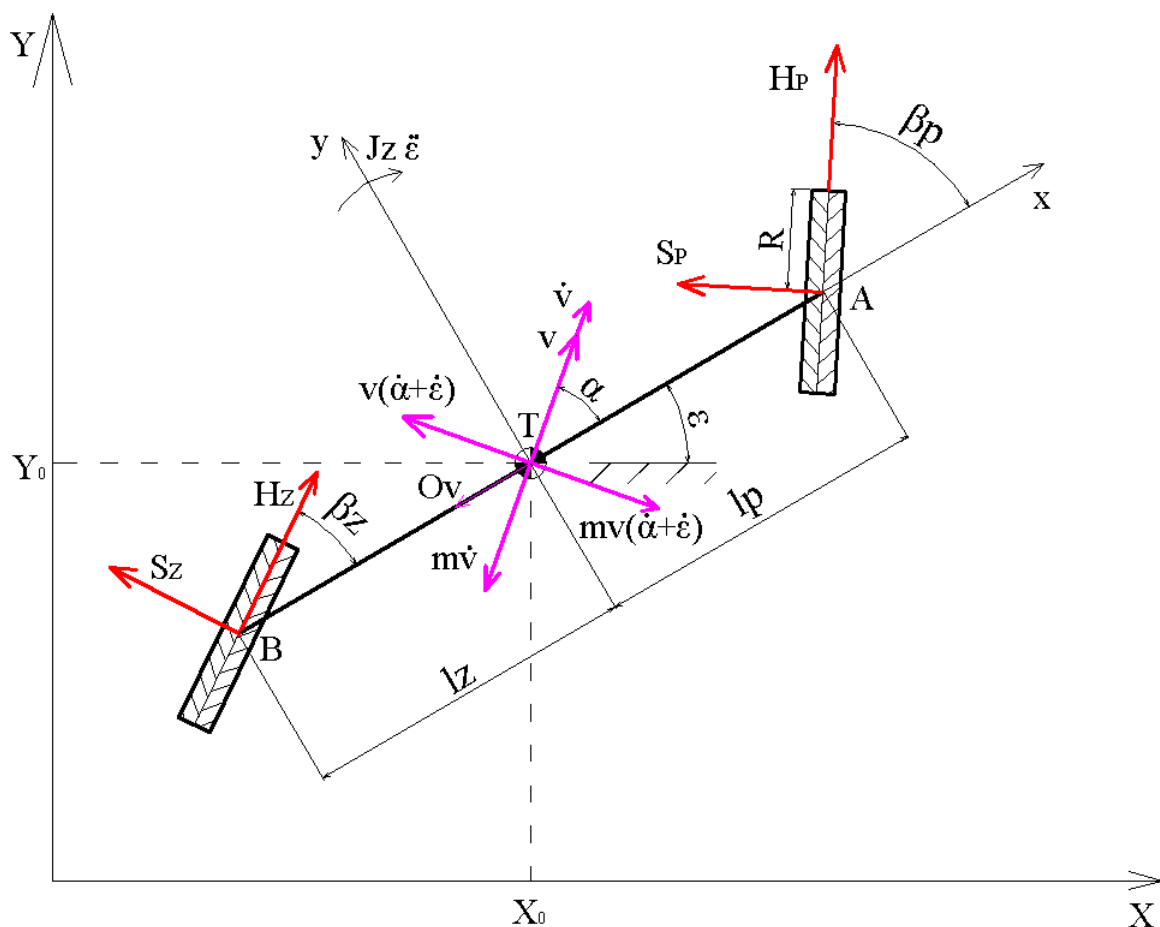


Obrázek 4.5: ODEZVY LINEÁRNÍHO PROSTOROVÉHO MODELU

Rovnováha sil ve směru osy y - boční pohyb Pro rovnováhu sil v bočním směru odvodíme rovnici 4.33

$$\dot{\alpha} = -\varepsilon + \frac{m\dot{v} \sin(\alpha) + S_p \cos(\beta_p) + H_p \sin(\beta_p) + S_z \cos(\beta_z) + H_z \sin(\beta_z)}{mv \cos(\alpha)} \quad (4.33)$$

Tato rovnice je výpočetně velmi nestabilní a má sklon k divergaci řešení. Vysvětlení příčin divergace však přesahuje rozsah práce, a proto se zde zmíníme jen o experimentálně ověřeném řešení. Rychlost směrové úchylny musí ležet v rozsahu $-0.2 \leq \dot{\alpha} \leq 0.2$ [rad], toho dosáhneme zařazením bloku saturace. Ten zamezí divergenci řešení mimo tuto oblast a soustava rovnic se poté chová numericky stabilně.



Obrázek 4.6: Nelineární rovinný model vozidla

Rovnováha momentů k ose z - stáčivý pohyb Pro rovnováhu momentů k ose z odvodíme rovnici 4.34

$$\ddot{\epsilon} = \frac{S_p l_p \cos(\beta_p) + H_p l_p \sin(\beta_p) - S_z l_z \cos(\beta_z) + H_z l_z \sin(\beta_z)}{J_z} \quad (4.34)$$

Rovnováha momentů k lokální ose y kol - rotační pohyb Pro rovnováhu momentů k lokální ose y kola odvodíme rovnici 4.35

$$\ddot{\varphi} = \frac{M_h - b_k \dot{\varphi}_p - H_p R}{J_k} \quad (4.35)$$

Výpočet skluzu a směrové úchytky Pro výpočet skluzu a směrové úchytky jsou použity vzorce z kapitoly 4.3. Pro skluz je použit vzorec 4.22 a pro směrovou úchytku 4.23 a 4.24.

Rozdělení hmotnosti - vertikální síly Pro rozdělení hmotnosti mezi kola je použit pouze přepočít na základě polohy těžiště. Vliv odstředivých sil na radiální zatížení kol je z důvodu zjednodušení modelu a odstranění algebraické smyčky zanedbán.

$$N_p = mg \frac{l_p}{l_p + l_z} \frac{t_z}{t_p + t_z} \quad (4.36)$$

$$N_z = mg \frac{l_z}{l_p + l_z} \frac{t_p}{t_p + t_z} \quad (4.37)$$

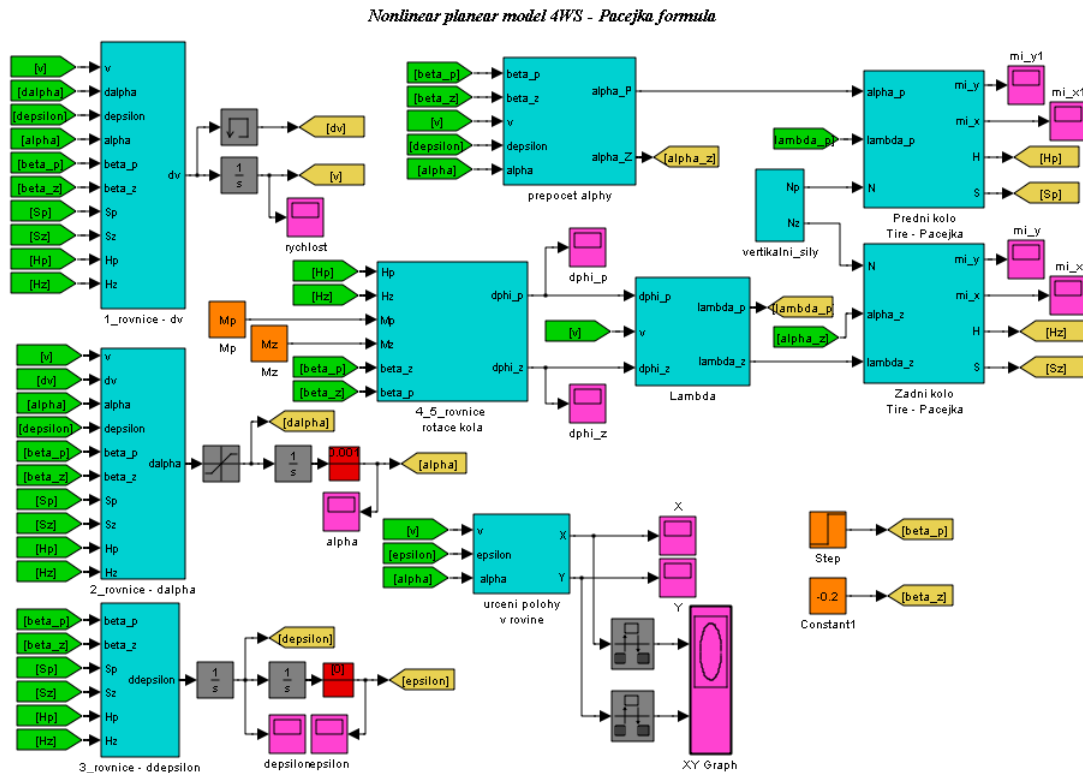
Použití tohoto modelu je vhodné na řešení rovinného pohybu vozidla, které je řízeno momentem přiváděným na kola. Model umožňuje navrhovat systémy ABS/ASR. Nevýhodou tohoto modelu je, že nepřepočítává vertikální zatížení kol a že do modelu nelze implementovat Kammovu kružnici. Obě uvedené nevýhody mají významný vliv na stykové síly F_x, F_y .

Nelineární rovinný model vozidla - dvoustopý - Pacejka

Nelineární prostorový model je rozšířením předchozího modelu na dvoustopý model vozidla s přepočtem vertikálních sil působících na kola. Model stále neuvažuje vertikální pohyb karoserie v ose z a rotace okolo os x -roll a y - pitch. Tyto pohyby jsou velmi malé a můžeme je zanedbat, protože poloha těžiště vozidla leží velmi nízko nad vozovkou. Rovnice pro tento model jsou sepsány v příloze A.2 a zde rozebereme pouze implementační detaily.

Použití a výhody modelu Tento model je velmi vhodný na testování algoritmů řízení trakce (ASR, ABS), každé kolo je poháněno nezávisle a je umožněn jeho skluz. Stykové vlastnosti mezi kolem a vozovkou jsou přesněji modelovány díky přepočtu vertikálních sil působících na kolech. Přepočít pracuje s polohou těžiště a změnou zatížení vlivem podélného a příčného zrychlení.

Upravené dynamické rovnice odvozené dle [12] jsou pro parametry *CAR4* nestabilní. Dynamické rovnice A.27 a A.28 jsou spolu svázány algebraickou smyčkou. Tu je nutné pro řešení v Simulinku rozpojit. Já jsem zvolil rozpojení rovnice A.28 pomocí bloku *memory*. Dále bylo nutné definovat nenulové počáteční podmínky, a to pro rychlost $v = 0.000001 \text{ m/s}$ a rychlosti kol $\dot{\varphi}_i = 0.01 \text{ rad/s}$, kde $i = 1..4$ reprezentuje označení kol. Počáteční podmínka pro rychlost v je volena nenulová z numerických důvodů, přesto je řádově menší než počáteční rychlost kol. Je tak



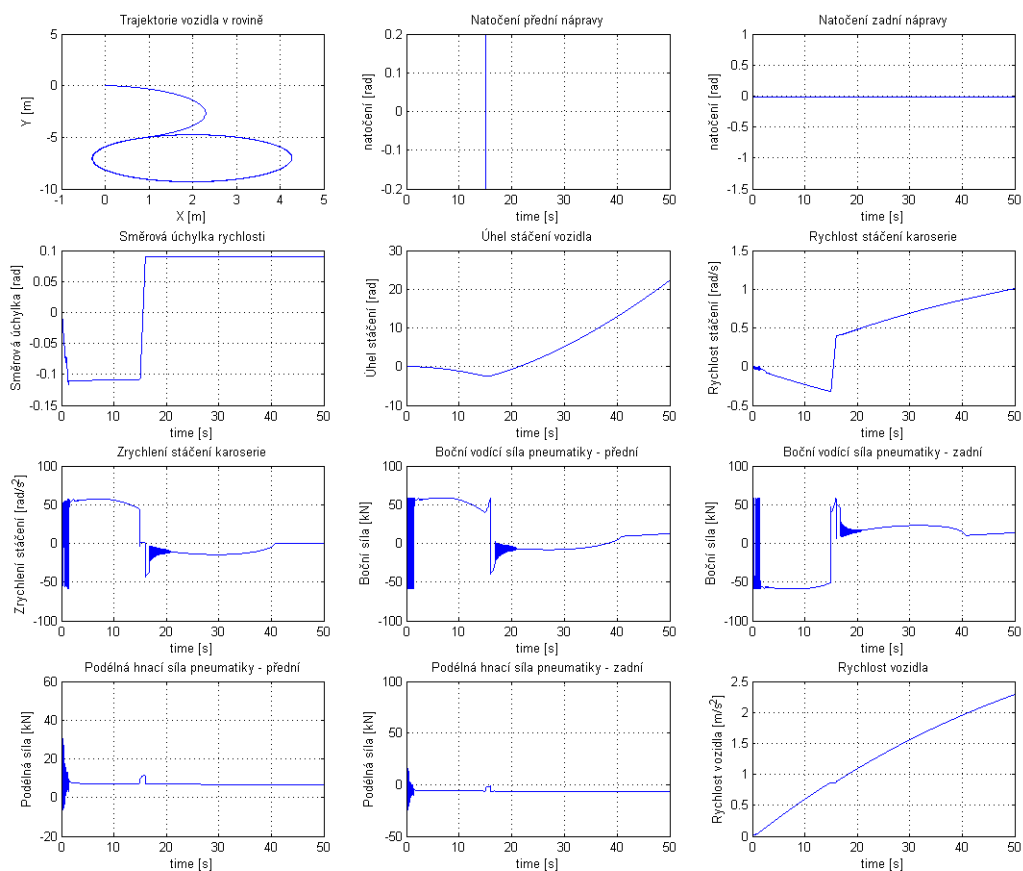
Obrázek 4.7: IMPLEMENTOVANÝ NELINEÁRNÍ ROVINNÝ JEDNOSTOPÝ MODEL V SIMULINKU

volena, aby bylo v počátečních iteracích výpočtu dosaženo správného směru skluzu pneumatiky.

Rovnice pro výpočet rychlosti změny směrové úchyly velmi často diverguje do nesmyslných hodnot. Vozidlo má maximální natočení kol $\pm 20^\circ$. Z tohoto omezení získáváme maximální relevantní hodnoty směrové úchyly v rozsahu $\pm 20^\circ = \pm 0.34\text{rad}$. I pro tuto hodnotu se model nechová správně a byla tedy experimentálně určena hodnota saturace $\alpha = \pm 0.15\text{rad}$. Další omezení je umístěno na rychlost změny směrové úchyly, kde byla hodnota z důvodu vyšší stability omezena na $\dot{\alpha} = \pm 0.34\text{rad/s}$.

Do modelu nelze implementovat Kammovu kružnici², která omezuje maximální hodnoty kombinovaného skluzu a zvyšuje tak přesnost výpočtu dynamiky pneumatiky. Model numericky zkolabuje, i přes velkou snahu se mi nepodařilo zjistit důvod.

²Kamm circle - definuje, že vektorový součet skluzu v podélném a příčném směru σ^* může nabývat hodnot $-1 \leq \sigma^* \leq 1$. To má za následek, že kolo, které v podélném směru prokluzuje, ztrácí boční vedení ve zvolené stopě. To má za následek, že vozidla s prokluzujícími koly nedrží zvolenou stopu a stávají se neřiditelnými.



Obrázek 4.8: ODEZVY NELINEÁRNÍHO ROVINNÉHO JEDNOSTOPÉHO MODELU VOZIDLA NA ŘÍZENÍ

Důležitá poznámka:

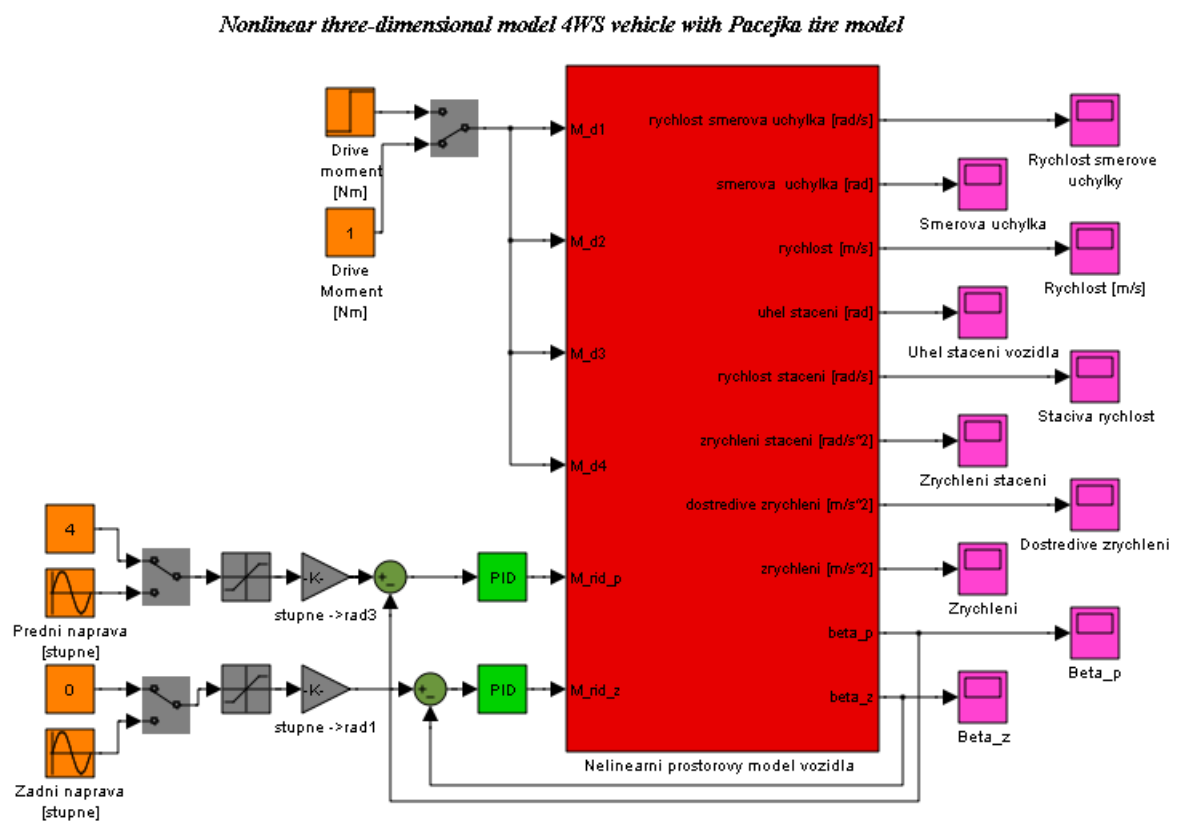
Model je vybaven blokem STOP, který simulaci zastaví, pokud je po 3. sekundě simulace rychlost $v < 0.05 \text{ m/s}$.

Shrnutí modelů dle Vlka

Linearizované modely dle Vlka lze směle doporučit pro stavový popis, např. pro návrh Kalmanova filtru, nebo pro stavový regulátor. Modely jsou numericky velmi výkonné, stabilní a poskytují uspokojivou přesnost, nejsou již ale vhodné pro simulovaný model chování reálného vozidla. Pokud ovšem chceme řešit problém řízení trakce, s lineárním modelem si nevystačíme. Při použití nelineárních modelů zjišťujeme, že pro parametry 2WS vozidel s hmotností okolo $m = 1 \text{ t}$ lze řešení nu-

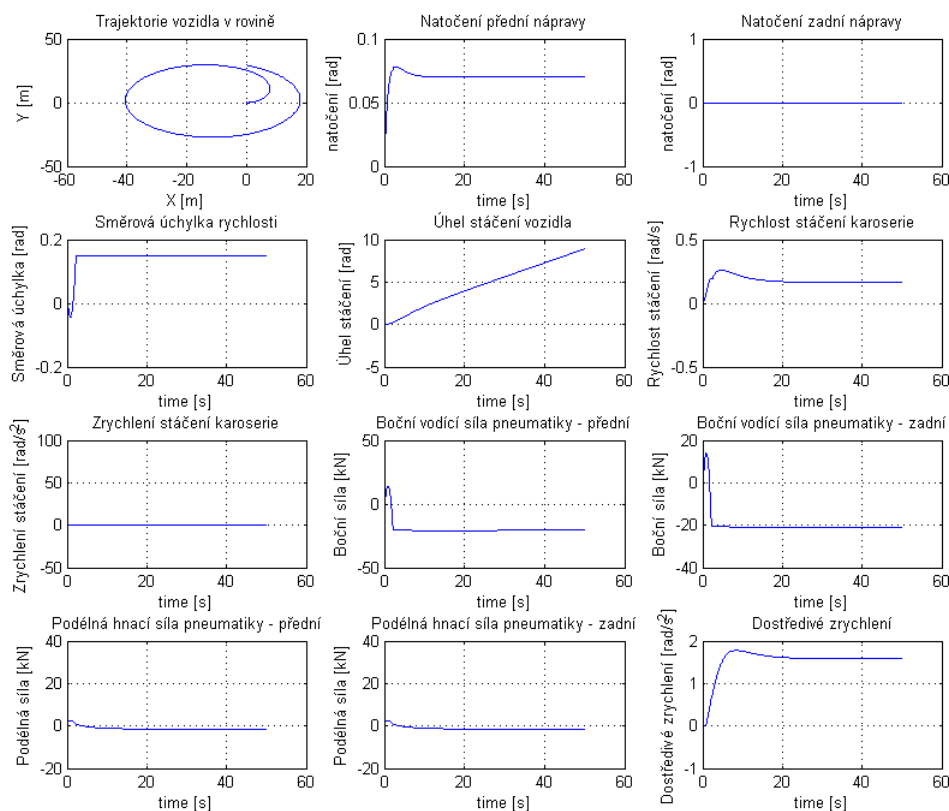
Výhody	Nevýhody
✓ Numerické řešení je rychlejší	✗ Velmi vysoká citlivost na parametry soustavy
✓ Není nutné řešit filtrování vypočtených hodnot	✗ Problémy s divergencí nelineárních rovnic
✓ Směrová úchylka řešena jako stavová rovnice, odstranění funkce arctan ve výpočtu dle modelu Nielsen 4.4.2	✗ Do modelu nelze implementovat Kammovu kružnici Model se numericky zhroutí

Tabulka 4.3: TABULKA VÝHOD A NEVÝHOD MODELŮ DLE VLKA



Obrázek 4.9: IMPLEMENTOVANÝ NELINEÁRNÍ ROVINNÝ DVOUSTOPÝ MODEL V SIMULINKU

mericky stabilizovat. Ovšem pro vozidla 4WS je nelinearita rovnic větší a zvládnout



Obrázek 4.10: ODEZVY NELINEÁRNÍHO ROVINNÝ DVOUSTOPÝ MODELU NA ŘÍZENÍ

numerickou stabilitu řešení je řádově složitější problém³. V tabulce 4.3 jsou uvedeny výhody a nevýhody modelů dle Vlka.

Vhodnost modelů pro odhad parametrů

Protože nemůžeme měřit směrovou úchylku rychlosti ani rychlost, která mění svůj směr, přímo senzorem, není tento model přímo vhodný pro měření a odhad parametrů. Můžeme sice naměřená data přepočítat, ale už se zde můžeme dopouštět chyb. Proto je pro odhad parametrů modelu vhodnější model z kapitoly 4.4.2.

³Jedná se spíše o alchymii se zvolením vhodných počátečních podmínek, saturací, časových kroků a řešičů ODE

4.4.2 Model dle Nielsena

Kvůli nevýhodám zmíněným v tabulce 4.3 jsme se rozhodli implementovat model podle přístupu uváděném v [22]. Jedná se o rovinný dvoustopý model vozidla s 11 stupni volnosti a přepočtem vertikálních zatížení kol. Konkrétní stupně volnosti jsou posuv v osách x a y , rotace okolo osy z , čtyřikrát nezávislé natáčení všech kol a čtyřikrát nezávislé pohánění všech kol, celkem tedy 11 DOF. Rotace okolo os x a y a posuv v ose z zanedbáváme, protože poloha těžiště leží nízko nad vozovkou a protože jsou vlivem tuhého odpružení vertikální posuvy kol malé. Musíme ovšem řešit vertikální síly působící ve styku kola s vozovkou, protože ty se při zrychlování a při průjezdu zatáčkou mění, a mají velký vliv na řešení tečných sil mezi pneumatikou a vozovkou.

Hlavní rozdíl od modelu z podkapitoly 4.4.1 je, že všechny veličiny se zde určují ve čtyřech vzájemně posunutých a natočených kartézských souřadných systémech: G - globální pevně spojený se zemí, L - lokální pevně spojený s těžištěm vozidla, A - pevně spojený s poloosou nápravy každého kola, W - pevně spojený s kolem vozidla. Hlavní přínos tohoto postupu je, že se zbavíme diferenciálních rovnic pro výpočet směrové úchylny, které způsobovaly problémy s řešením.

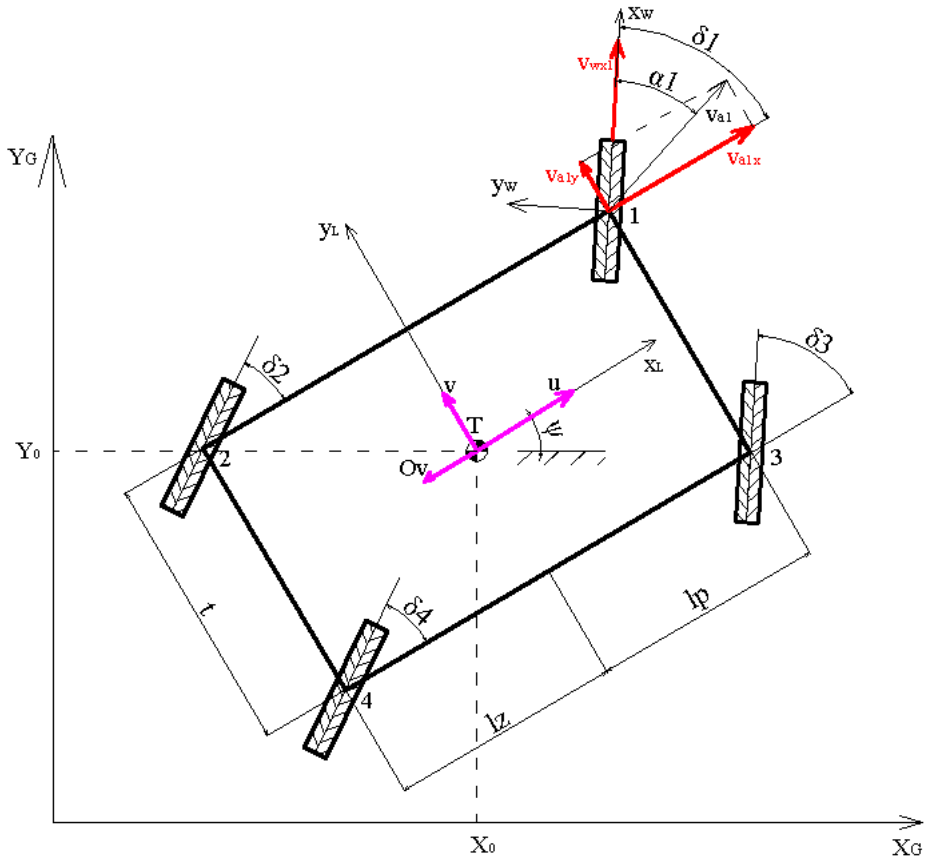
Na obrázku 4.11 je vidět značení g.s.s pevně spojeného se zemí, l.s.s. vozidla, který je vůči g.s.s pootočen o úhel ψ okolo osy z . Vztah mezi těmito s.s můžeme popsat transformační maticí

$$\mathbf{R}_{LG} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

kde ψ je úhel mezi g.s.s a l.s.s v těžišti. Matice je definována pro převod z l.s.s vozidla do g.s.s světa. Pokud chceme převod z g.s.s do l.s.s, provedeme jednoduchou transpozici matice R_{LG} , kde platí $R_{GL} = R_{LG}^T$, takže pořadí indexů je následující. První index reprezentuje s.s, z kterého transformujeme, druhý index s.s, do kterého transformujeme.

$$\begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} = \mathbf{R}_{LG}^T \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

Odvodili jsme rotační transformační matice a nyní ještě musíme určit vztah rychlosti mezi těžištěm a jednotlivými nápravami. Protože se jedná o složený, posuvný a rotační pohyb, sestavíme rovnice pro každou nápravu samostatně



Obrázek 4.11: Nelineární rovinný dvoustopý model vozidla

$$\mathbf{v}_{a1} = \begin{bmatrix} v_{a1x} \\ v_{a1y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u - \dot{\psi} \frac{t}{2} \\ v + \dot{\psi} l_p \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

$$\mathbf{v}_{a2} = \begin{bmatrix} v_{a2x} \\ v_{a2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u - \dot{\psi} \frac{t}{2} \\ v - \dot{\psi} l_z \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

$$\mathbf{v}_{a3} = \begin{bmatrix} v_{a3x} \\ v_{a3y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u + \dot{\psi} \frac{t}{2} \\ v + \dot{\psi} l_p \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

$$\mathbf{v}_{a4} = \begin{bmatrix} v_{a4x} \\ v_{a4y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u + \dot{\psi} \frac{t}{2} \\ v - \dot{\psi} l_z \end{bmatrix} \quad (4.43)$$

Dále je nutné definovat rotační transformační matice mezi l.s.s nápravy a l.s.s

kola

$$\mathbf{R}_i \mathbf{L} = \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & -\sin(\delta_i) \\ \sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) \end{bmatrix} \quad (4.44)$$

kde δ_i je úhel natočení kola i -tého kola od osy x_L .

$$\mathbf{v}_w = \mathbf{R}_{iL}^T \mathbf{v}_{ai} \quad (4.45)$$

Výpočet podélného skluzu

$$\lambda = \frac{\dot{\varphi}_i R - v_{wxi}}{\max(|\dot{\varphi}_i R|, |v_{wxi}|, \epsilon)} \quad (4.46)$$

kde φ_i je rychlost otáčení kola, v_{wxi} je složka rychlosti karoserie ve směru natočení kol a ϵ malá konstanta zabráňující dělení nulou. Výpočet směrové úchyly

$$\alpha = \begin{cases} \arctan\left(\frac{v_{wyi}}{v_{wxi}}\right) - \delta_i & \text{když } u < 0 \\ -\arctan\left(\frac{v_{wyi}}{\max(v_{wxi}, \epsilon)}\right) + \delta_i & \text{když } u \geq 0 \end{cases} \quad (4.47)$$

kde u je definované v rovnici 4.39 jako podélná lokální rychlost vozidla.

Kamm circle Pro co nejdůvěrnější popis chování dynamiky pneumatiky je důležité správné určení podélného skluzu λ a směrové úchyly α a jejich vzájemného vektorového součtu σ^* .

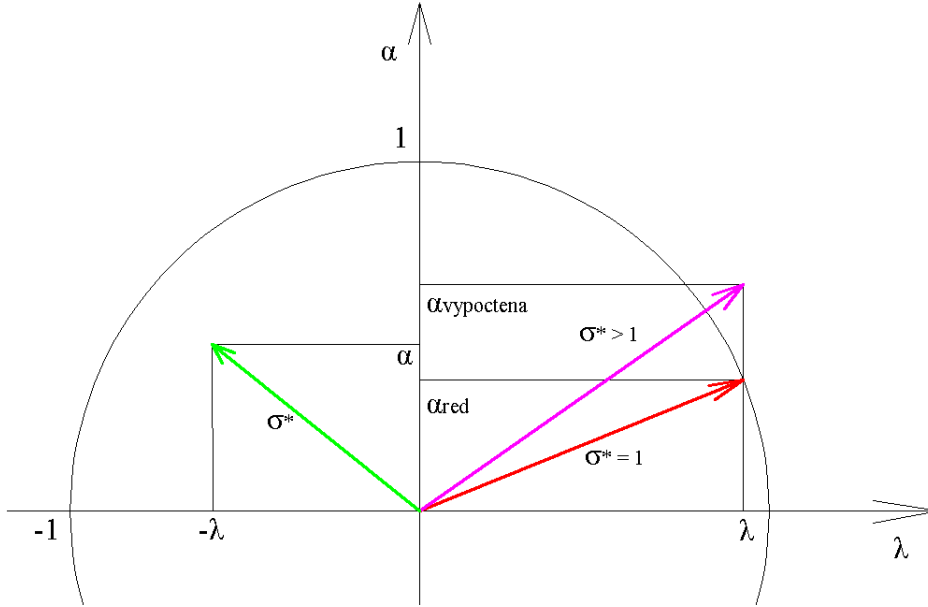
$$\sigma_i^* = \sqrt{\lambda_i^2 + \alpha_i^2} \quad (4.48)$$

Pro vektorový součet dle rovnice 4.49 musí platit $\sigma^* \leq 1$. Pokud je $\sigma^* > 1$, pak je nutné přistoupit k jejich úpravě. Máme dvě varianty možnosti řešení

1. Normování hodnot dle vzorce 4.50,
2. řešení podle schématu na obrázku 4.13, který upravuje velikost λ a α podle reálného chování pneumatiky, tedy pokud pneumatika v podélném směru prokluzuje, ztrácí boční vedení.

$$\sigma_i^* = \sqrt{\lambda_i^2 + \alpha_i^2} \quad (4.49)$$

$$\sigma_{iN}^* = \begin{cases} \sqrt{\lambda_i^2 + \alpha_i^2} & \text{když } \sigma_i^* \leq 1 \\ \sqrt{\left(\frac{\lambda_i}{\sqrt{\sigma^*}}\right)^2 + \left(\frac{\alpha_i}{\sqrt{\sigma_i^*}}\right)^2} & \text{jinak} \end{cases} \quad (4.50)$$



Obrázek 4.12: KAMMOVA KRUŽNICE

V literatuře [31],[23],[22] jsou pro jednoduchost velmi často zmiňovány různé varianty rovnic, založené na podobném normativním způsobu. My jsme po několika experimentech zvolili druhé řešení. Vyjdeme ze schématu na obrázku 4.13.

První podmínka řeší, zda budeme muset normovat veličiny λ a α podle pomocné veličiny σ^* , která určuje koncový bod skluzu pneumatiky na Kammově kružnici. Pokud je $\sigma^* \leq 1$, hodnoty jsou ve správném rozsahu a celý cyklus opouštíme. My se budeme dále zabývat opačným případem.

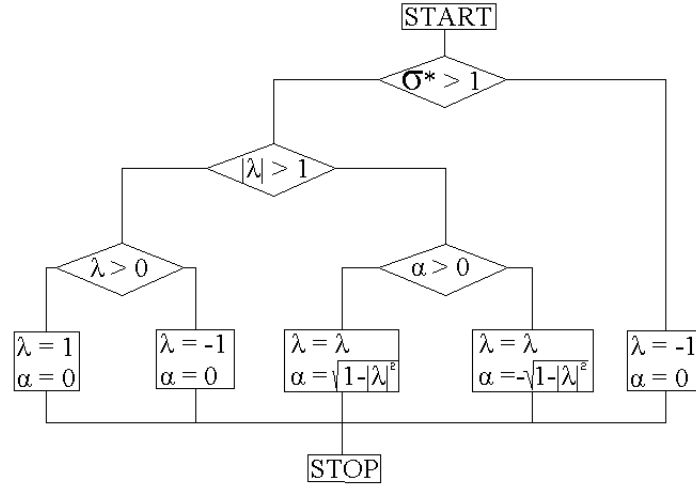
Druhá podmínka řeší, zdá je skluz způsoben pouze podélnou složkou skluzu, či nikoli. Je zde implementována z toho důvodu, že při hodnotě skluzu $|\lambda| \leq 1$ má pneumatika ztrácet boční vedení.

Třetí podmínka pak následně řeší, zda se jedná o skluz v režimu brzdění nebo akceleraace. Podmínka čtyři zajišťuje, aby znaménko upravené velikosti směrové úchyly α bylo totožné se znaménkem původní směrové úchyly.

Celá část algoritmu je založena na představě, že podélná složka skluzu je primární, a na příčnou složku připadá maximálně hodnota do vektorového součtu jedna. Jednoduše řečeno, pokud kolo prokluzuje, ztrácí boční vedení, a to se plně ztotožňuje s pozorovanou realitou.

Takto získané hodnoty skluzu λ a směrové úchyly α je nutno pro stabilitu výpočtu filtrovat. Experimentálně jsem zvolil jako nejvhodnější filtr 1. řádu podle rovnice:

$$x_i = x_i^f + \frac{1}{\tau}(x_i - x_i^f)T_s \quad (4.51)$$



Obrázek 4.13: VÝVOJOVÝ DIAGRAM VÝPOČTU SKLUZU

kde $\tau = 0.2$ je časová konstanta filtru, T_s je krok simulace, x_i^f a i je hodnota z minulého a aktuálního časového kroku výpočtu. Nyní budeme řešit výpočet koeficientu tření dle Pacejkovy formule. Více na straně 54.

$$\mu_i = D_x \sin(C_x \arctan(B_x \lambda_i - E_x(B_x \lambda_i - \arctan(B_x \lambda_i)))) \quad (4.52)$$

$$\aleph_i = D_y \sin(C_y \arctan(B_y \alpha_i - E_y(B_y \alpha_i - \arctan(B_y \alpha_i)))) \quad (4.53)$$

kde μ_i , \aleph_i jsou hodnoty koeficientu tření v podélném směru a příčném směru. Pro výpočet tečných sil dle rovnice 4.60 - 4.61 je nutné určit velikost vertikálních sil působících ve styku kola s vozovkou. Dle obrázku 4.14 a 4.15 lze odvodit přepočty vertikálních sil na základě znalosti zrychlení v osách x a y .

$$a_{xch} = -a_x \quad (4.54)$$

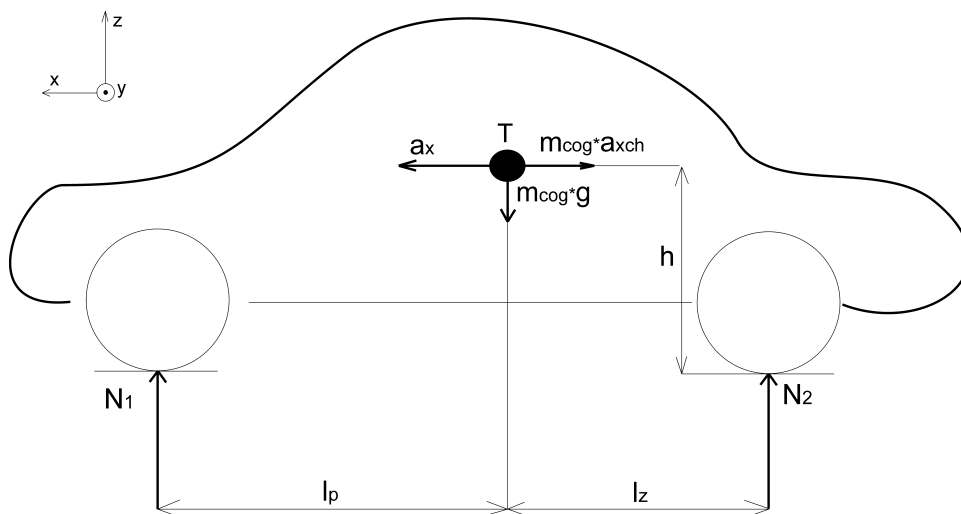
$$a_{ych} = -a_y \quad (4.55)$$

$$N_1 = m \left(\frac{l_p}{l_p + l_z} g - h \frac{a_{xch}}{l_p + l_z} \right) \left(\frac{1}{2} - h \frac{a_{ych}}{tg} \right) \quad (4.56)$$

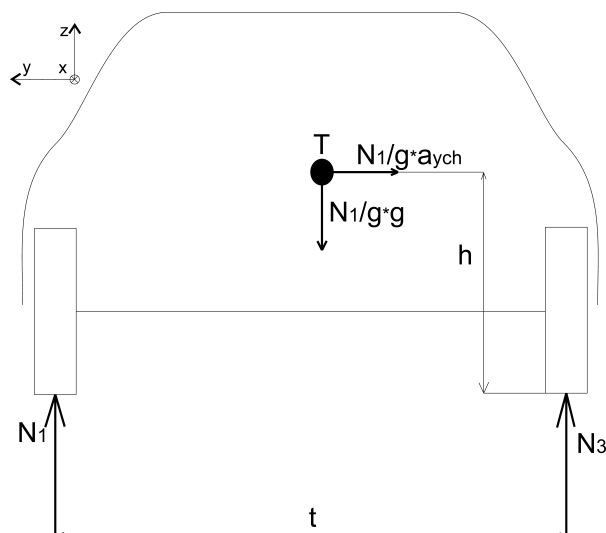
$$N_2 = m \left(\frac{l_z}{l_p + l_z} g + h \frac{a_{xch}}{l_p + l_z} \right) \left(\frac{1}{2} - h \frac{a_{ych}}{tg} \right) \quad (4.57)$$

$$N_3 = m \left(\frac{l_p}{l_p + l_z} g - h \frac{a_{xch}}{l_p + l_z} \right) \left(\frac{1}{2} + h \frac{a_{ych}}{tg} \right) \quad (4.58)$$

$$N_4 = m \left(\frac{l_z}{l_p + l_z} g + h \frac{a_{xch}}{l_p + l_z} \right) \left(\frac{1}{2} + h \frac{a_{ych}}{tg} \right) \quad (4.59)$$



Obrázek 4.14: URČENÍ VERTIKÁLNÍCH REAKCÍ SIL NA PNEUMATIKÁCH
- BOČNÍ POHLED



Obrázek 4.15: URČENÍ VERTIKÁLNÍCH REAKCÍ SIL NA PNEUMATIKÁCH
- ČELNÍ POHLED

Pro numerickou stabilitu výpočtu je vhodné vertikální síly filtrovat filtrem podle rovnice 4.51. Nyní už máme všechny veličiny pro určení tečné síly mezi pneumatikou a vozovkou F_{wxi} a F_{wyi} .

$$F_{wxi} = \eta_i \mu_i N_i \quad (4.60)$$

$$F_{wyi} = \eta_i \delta_i N_i \quad (4.61)$$

kde η_i reprezentuje koeficient povrchu, μ_i , \aleph_i koeficient tření v podélném a příčném směru, N_i vertikální zatížení pneumatik. Získané síly nyní transformujeme do l.s.s náprav a následně do g.s.s⁴ světa, ve kterém sestavíme pohybové rovnice k těžišti vozidla.

Transformace sil z l.s.s kola do l.s.s nápravy

$$\mathbf{F}_{Ai} = \mathbf{R}_{iL} \begin{bmatrix} F_{wxi} \\ F_{wyi} \end{bmatrix} \quad (4.62)$$

Transformace sil z l.s.s nápravy do g.s.s světa

$$\mathbf{F}_{Gi} = \begin{bmatrix} F_{Gxi} \\ F_{Gyi} \end{bmatrix} = \mathbf{R}_{LG} \mathbf{F}_{Ai} \quad (4.63)$$

Pohybové rovnice sestavené k těžišti vozidla v g.s.s světa

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} (F_{Gx1} + F_{Gx2} + F_{Gx3} + F_{Gx4}) \quad (4.64)$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} (F_{Gy1} + F_{Gy2} + F_{Gy3} + F_{Gy4}) \quad (4.65)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = \frac{1}{J_z} \left(-F_{Gx1} \frac{t}{2} - F_{Gx2} \frac{t}{2} + F_{Gx3} \frac{t}{2} + F_{Gx4} \frac{t}{2} \right. \\ \left. + F_{Gy1} l_p - F_{Gy2} l_z + F_{Gy3} l_p - F_{Gy4} l_z - b_\psi \dot{\psi} \right) \end{aligned} \quad (4.66)$$

Pohybové rovnice kol vozidla

$$\ddot{\varphi}_i = \frac{1}{J_k} \left(-\frac{F_{wxi}}{R} - b_{\varphi i} \dot{\varphi} + M_{Hi} \right) \quad (4.67)$$

⁴Transformace do g.s.s světa je nutná. Newtonovy pohybové zákony jsou definovány pro pohyb v inerciální vztažné soustavě. Pokud se vozidlo pohybuje jinak než rovnoměrně přímočarým pohybem k v povrchu Země, pak s.s vozidla je neinerciální vztažná soustava. Aby tedy platily Newtonovy pohybové zákony, musíme transformovat všechny síly do g.s.s a zde určovat zrychlení, rychlosti a polohu, které následně transformujeme zpět do příslušných l.s.s. na vozidle.

5 Experimenty

V této kapitole jsou popisovány odhady parametrů vozidla od nej-jedno-duš-šínejjednodušší úlohy, a to určení parametrů DC motoru, přes parametry pneumatiky až po validaci momentu setrvačnosti okolo osy z. Na konci kapitoly jsou uvedeny grafy, které ukazují shodu modelu s naměřenými daty na experimentálním vozidle CAR4.

5.1 Odhad parametrů motoru

Abychom mohli realizovat jak model vozidla, tak i jeho správné řízení, potřebujeme znát parametry DC motoru. Model motoru se dá popsat soustavou dvou diferenciálních rovnic prvního řádu.

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L}(U - Ri - C_e\omega) \quad (5.1)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_k}(c\Phi i - b_\varphi\omega - F_x R_k - M \operatorname{sgn}(\omega)) \quad (5.2)$$

kde význam jednotlivých veličin je shrnut v tabulce 5.1

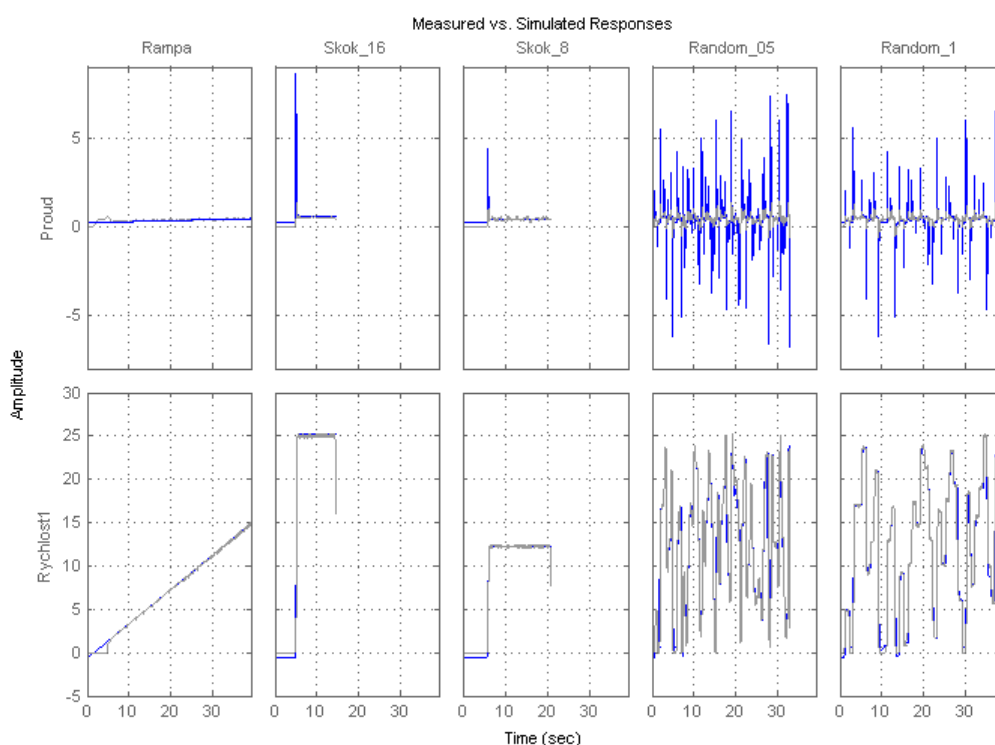
Veličina	Název	Jednotka
$c\Phi$	momentová konstanta motoru	$[NmA^{-1}]$
b_φ	koeficient viskozního tlumení	$[Nmrad s^{-1}]$
R	odpor motoru	$[\Omega]$
R_k	poloměr kola	$[m]$
C_e	zpětná elektromagnetická konstanta	$[Vsrad^{-1}]$
L	indukčnost motoru	$[H]$
J_k	redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru	$[kgm^2s^{-2}]$

Tabulka 5.1: SEZNAM VELIČIN DC MOTORU

Pro odhad parametrů jsme naměřili tři sady dat. Odezvu na rampu napětí, na skok napětí a na náhodný signál napětí. Při zaznamenávání měření jsme si ukládali vstupní data (střída napětí) a výstupní odezvy motoru (proud statorovým vinutím a natočení kotvy motoru). Z natočení jsme spočítali úhlovou rychlost a tyto sady dat jsme použili pro odhad parametrů. Nastavené počáteční podmínky a rozsahy hledaných veličin jsou uvedeny v tabulce 5.2. Po 39 iteracích se parametry ustálily na hodnotách uvedených taktéž v tabulce 5.2. Z obrázku 5.1 je jasně pozorovatelné, že se model s naměřenými veličinami dostatečně přesně shoduje.

Veličina	Odhad. hodnota	Poč. hodnota	Min	Max	Jednotka
R	1.6	1.8	0.4	2	$[\Omega]$
L	0.013258	0.0028	0	1	$[H]$
J_k	$0.15082 \cdot 10^{-3}$	0.128	0.001	1	$[kgm^2s^{-2}]$
$c\Phi$	0.078127	0.3	0	2	$[NmA^{-1}]$
b_φ	$1.0575 \cdot 10^{-6}$	1	0	1	$[Nmrad s^{-1}]$
C_e	0.03	0.3	0	2	$[Vsrad^{-1}]$
M	$1.9615 \cdot 10^{-5}$	0.1	0	1	$[Nm]$

Tabulka 5.2: NALEZENÉ PARAMETRY DC MOTORU



Obrázek 5.1: ODEZVY SIMULOVANÝCH A MĚŘENÝCH VELIČIN DC MOTORU NA RŮZNÉ VSTUPNÍ SIGNÁLY

5.2 Odhad parametrů Pacejkovy křivky

5.2.1 Konfigurace testu a očekávaný přínos

Pro určení parametrů pneumatik je potřeba provést měření na vozidle. Z důvodu neexistence speciálního měřicího zařízení budeme pracovat pouze s modelem vozidla

a senzory, které máme k dispozici:

- 4x encoder - polohový snímač umístěný na motorech,
- 4x LEM - měření proudu vinutím motoru (momentu - $M_i = c\Phi i$),
- ADIS - 3-osý akcelerometr a 3-osý gyroskop.

Pomocí provedených experimentů budeme odhadovat koeficienty Pacejkovy formule pro popis vlastností pneumatik v podélném a příčném směru. Dále pak budeme ověřovat moment setrvačnosti vozidla okolo svislé osy z . Jeho počáteční odhad je získán z virtuálního modelu vozidla v programu SolidWorks.

Při plánování experimentů jsme předpokládali tato zjednodušení:

- vozidlo jede rovně, určíme podélný skluz λ a následně podélnou sílu F_x ,
- z naměřených dat z encoderu dokážeme určit zrychlení kola,
- předpokládám, že nepoháněná kola mají nulový skluz $\lambda = 0$.

Celkem bylo naplánováno 5 různých konfigurací experimentů pro získání dostatečné množiny dat a pro správný odhad parametrů modelu.

1. **Experiment** - měřím - 4x Encoder + 4x LEM - poháněná přední náprava.
2. **Experiment** - měřím - 4x Encoder + 4x LEM - poháněná zadní náprava.
3. **Experiment** - měřím - 4x Encoder + 4x LEM + ADIS - poháněná přední náprava.
4. **Experiment** - měřím - 4x Encoder + 4x LEM + ADIS - 4WD.
5. **Experiment** - měřím - 4x Encoder + 4x LEM + ADIS - poháněná přední náprava, zadní náprava natáčecí.

Všechny tyto experimenty byly provedeny. Při následném zpracování dat se ukázalo, že experimenty 1, 2 a 4 nepřinášejí nová relevantní data a dále se tedy budeme zabývat jen daty z experimentů 3 a 5. Dále bylo zjištěno, že požadavek na jízdu vozidla rovně je zbytečně přísný a z důvodu malého prostoru prakticky nerealizovatelný. Nyní popíšeme matematické úvahy zpracování dat z měření.

Data z měření Při měření jsme ukládali vstupní data (řízení vozidla - joystick) a výstupní data ze senzorů (telemetrie) do souboru, kde měla data strukturu uvedenou v tabulce 5.3:

Joystick - vstup		Telemetrie - senzory	
δ_F	Natočení přední nápravy	E_1	Encoder - 1.kolo
δ_R	Natočení zadní nápravy	E_3	Encoder - 3.kolo
F	Střída napětí přední nápravy	E_2	Encoder - 2.kolo
—	Tlačítka	E_4	Encoder - 4.kolo
		I_1	LEM - 1.kolo
		I_3	LEM - 3.kolo
		I_2	LEM - 2.kolo
		I_4	LEM - 4.kolo
		A_x	ADIS - zrychlení v ose X
		A_y	ADIS - zrychlení v ose Y
		A_z	ADIS - zrychlení v ose Z
		G_x	ADIS - úhlová rychlost okolo osy X
		G_y	ADIS - úhlová rychlost okolo osy Y
		G_z	ADIS - úhlová rychlost okolo osy Z
		—	čítač - kontrola dat po přenosu

Tabulka 5.3: TABULKA MĚŘENÝCH VELIČIN PŘI EXPERIMENTECH

5.2.2 Odhad F_x

Pro určení stykové síly F_x vyjdeme z pohybové rovnice kola 5.3

$$J_k \ddot{\varphi} = c\Phi i - F_x R_k \quad (5.3)$$

kde J_k je redukovaný moment setrvačnosti kola na hřídel motoru, $\ddot{\varphi}$ zrychlení kola, $c\Phi$ elektromechanická konstanta DC motoru, i proud statorovým vinutím, F_x - tečná síla mezi vozovkou a kolem, R_k poloměr kola. Z naměřených dat přední nápravy můžeme určit rychlost, zrychlení a moment na hnaných kolech, a tedy dopočítat sílu F_x podle rovnice 5.17. Získání rychlosti z polohového snímače (encoderu) není velký problém, ovšem zrychlení už přináší nutnost velké filtrace a do výsledků zanáší nezanedbatelnou chybu. Bohužel na vozidle nemáme k dispozici snímače zrychlení kol a musíme si poradit jen s encodery. Pak pro hledanou proměnou F_x tedy dostaneme

$$F_x = \frac{-J_k \ddot{\varphi} + c\Phi i}{R_k} \quad (5.4)$$

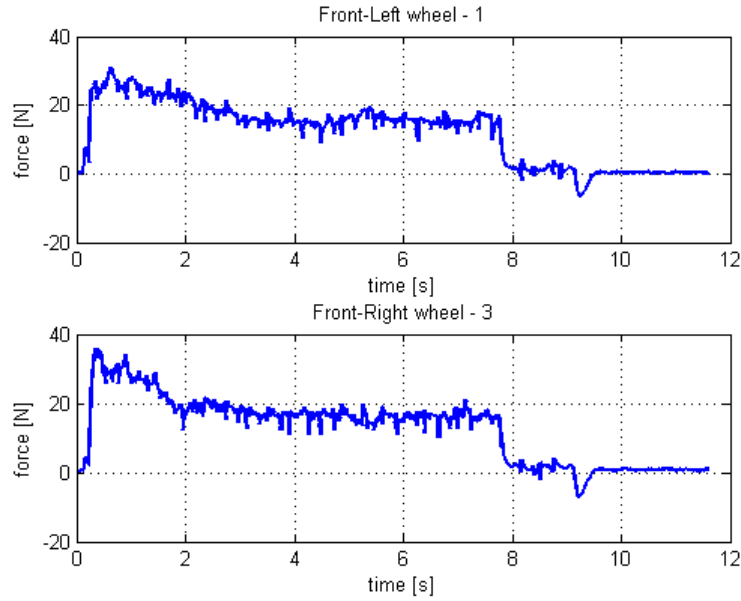
Ze zadní nápravy určíme referenční rychlost vozidla, předpokládáme totiž, že když kola nejsou hnaná bude na nich nulový (minimální) skluz. Ze znalosti referenční rychlosti a rychlosti kol spočítáme skluz λ . Nyní na základě změřené síly F_x a skluzu λ určíme parametry Pacejkovy formule, která dává do závislosti skluz λ se silou F_x . Tento proces provedeme pomocí nástroje Simulink Parameter Estimation. Pacejkova

formule

$$\lambda = \frac{\dot{\varphi}R - \dot{x}}{\max(|\dot{\varphi}R|, |\dot{x}|, \epsilon)} \quad (5.5)$$

$$\mu_x = D \sin(C \arctan(B\lambda - E(B\lambda - \arctan(B\lambda)))) \quad (5.6)$$

Na obrázku 5.2 je zobrazen průběh dopočítané síly F_x z měření a síly určené na základě naestimované Pacejkovy formule. Na obrázku 5.3 je ukázán průběh závislosti síly F_x na skluzu λ .



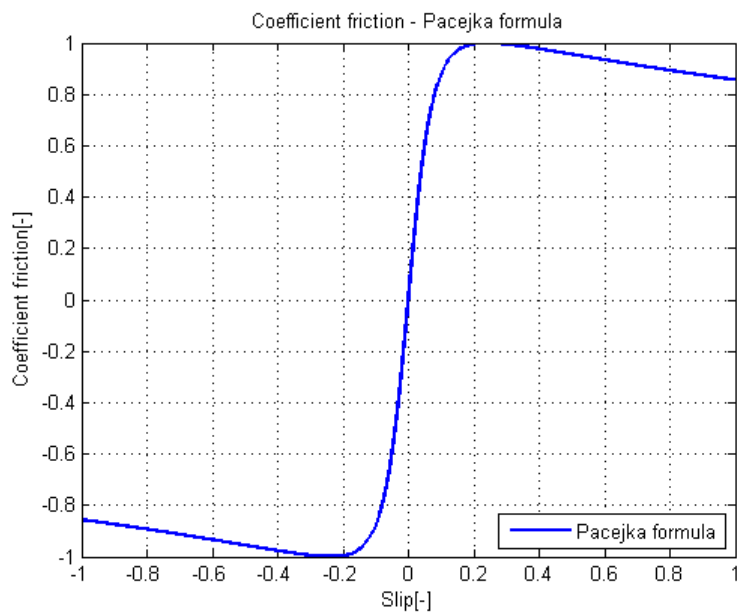
Obrázek 5.2: EXPERIMENTÁLNÍ PRŮBĚHY PODÉLNÉ SÍLY F_x V ČASE NA PŘEDNÍCH HNANÝCH KOLECH

Upravená pohybová rovnice vozidla do tvaru 5.7 a naměřená data z ADISu lze výborně použít k ověření přesnosti vypočítaných sil F_x . Z obrázku 5.4 je zřejmé, že při výpočtu sil jsme se nedopustili výrazné chyby. Zrychlení kola se nám povedlo získat s dostatečnou přesností.

$$\ddot{x} = \frac{F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4}}{m} \quad (5.7)$$

5.2.3 Odhad F_y

V předcházející kapitole jsme dosáhli prvního cíle, a to určení koeficientů Pacejkovy formule pro podélnou dynamiku pneumatiky s následnou verifikací výsledků

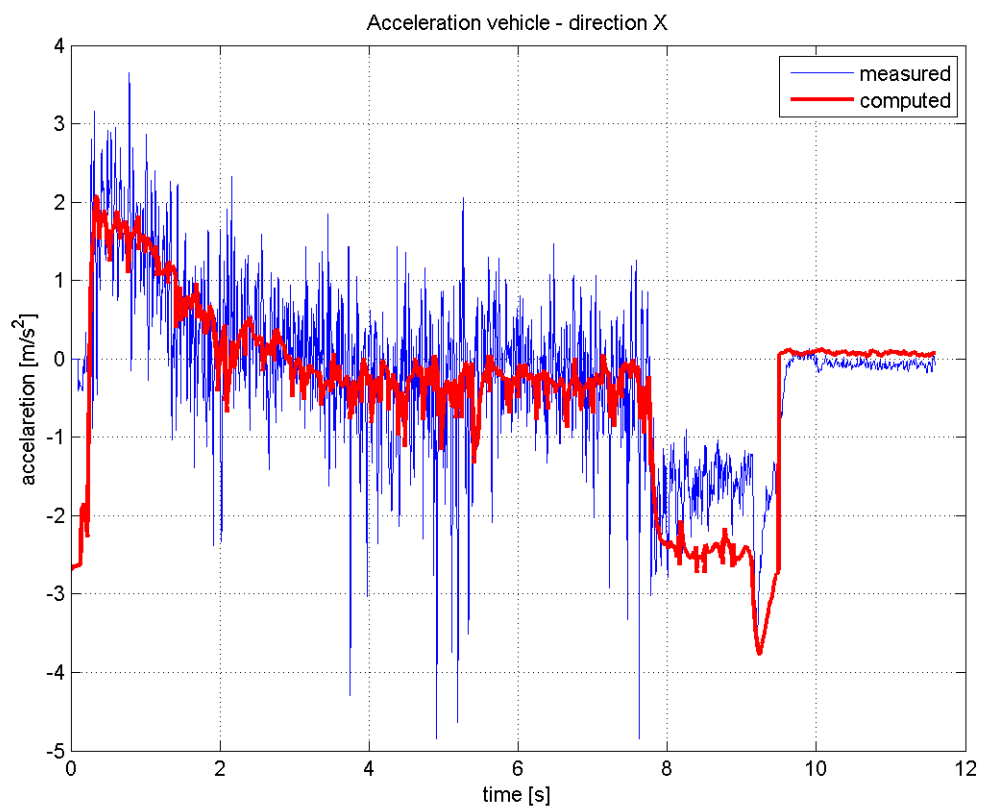


Obrázek 5.3: KOEFICIENT TŘENÍ V ZÁVISLOSTI NA SKLUZU - PACEJKA FORMULA - ODHADOVANÝ PARAMETRY

Směr	B	C	D	E
x	7.7574	1.8	1	0.85
y	0.05	1.8	1	0.97

Tabulka 5.4: TABULKA ODHADNUTÝCH KOEFICIENTŮ PNEUMATIKY

pomocí rovnice 5.7. Nyní se pokusíme z experimentu 5, získat také koeficienty Pacejkovy formule pro příčnou dynamiku pneumatik. Lokální síly F_y udržující kola ve zvolené jízdní stopě jsou závislé na směrové úchylce α [°] určené pro každé kolo samostatně takto:



Obrázek 5.4: POROVNÁNÍ ZMĚŘENÉHO A VYPOČTENÉHO ZRYCHLENÍ VE SMĚRU X

$$\alpha_1 = -\alpha + \frac{\sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{t_p}{2}\right)^2}}{v_x} \dot{\epsilon} \quad (5.8)$$

$$\alpha_2 = -\alpha - \frac{\sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{t_z}{2}\right)^2}}{v_x} \dot{\epsilon} - \beta_z \quad (5.9)$$

$$\alpha_3 = -\alpha + \frac{\sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{t_p}{2}\right)^2}}{v_x} \dot{\epsilon} \quad (5.10)$$

$$\alpha_4 = -\alpha - \frac{\sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \left(\frac{t_z}{2}\right)^2}}{v_x} \dot{\epsilon} - \beta_z \quad (5.11)$$

$$(5.12)$$

Nyní se budeme snažit najít koeficienty Pacejkovy křivky pro sílu F_y , které po dosazení splňují rovnice:

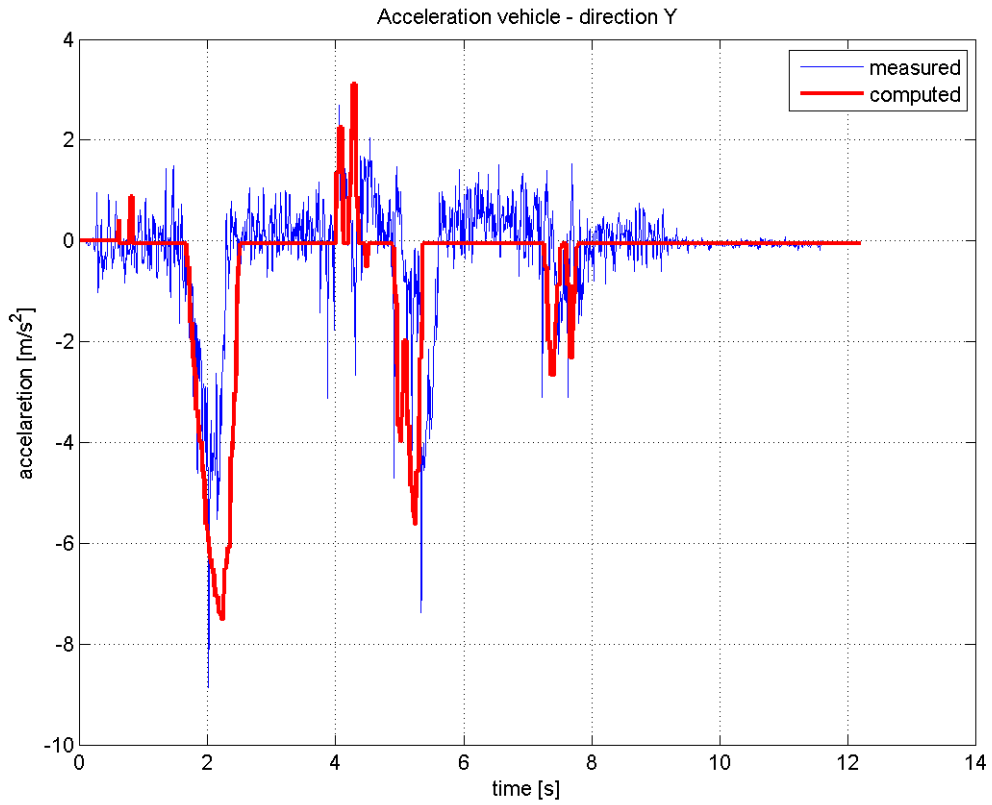
$$\mu_{yi} = D \sin (C \arctan (B \alpha_i - E (B \alpha_i - \arctan (B \alpha_i)))) \quad (5.13)$$

$$F_{yi} = \mu_{yi} F_{zi} \quad (5.14)$$

$$\ddot{y} = \sum_{i=1}^4 \frac{F_{yi}}{m} \quad (5.15)$$

kde $i = 1..4$ reprezentuje číslo kola, na kterém působí.

Po provedeném odhadu parametrů získáváme hodnoty koeficientů, uvedených v tabulce 5.4.

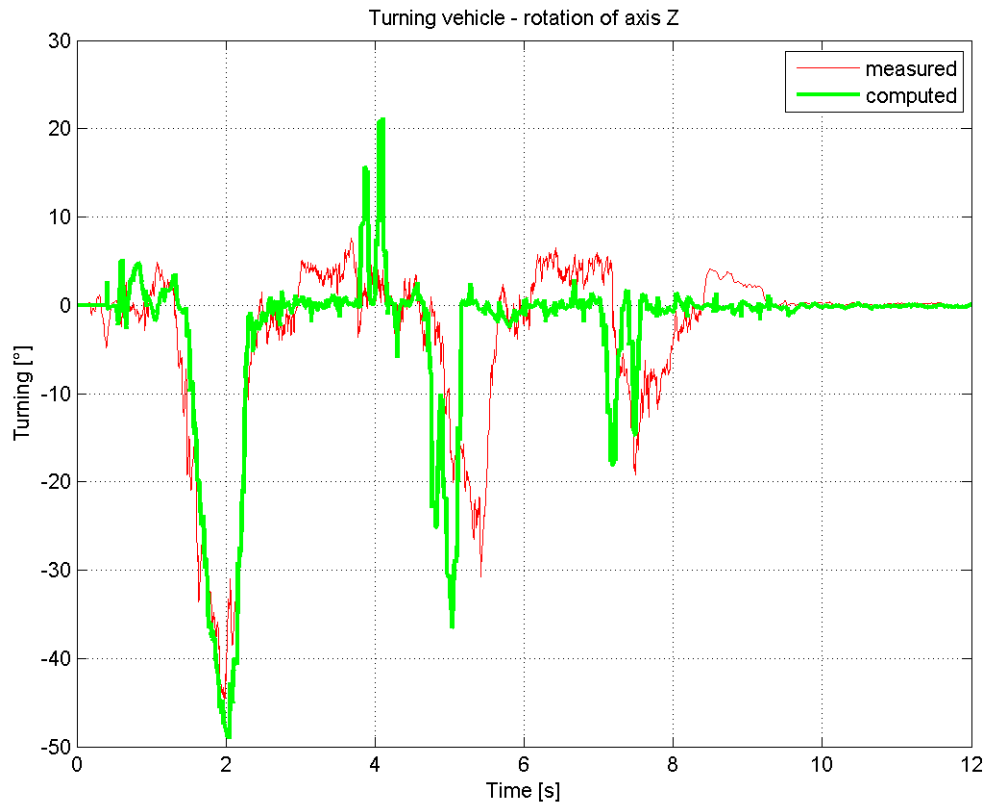


Obrázek 5.5: POROVNÁNÍ ZMĚŘENÉHO A VYPOČTENÉHO ZRYCHLENÍ VE SMĚRU Y

5.2.4 Validace momentu setrvačnosti

Z virtuálního modelu vozidla v programu SolidWorks byl zjištěn moment setrvačnosti k hlavní ose Z v těžišti vozidla. Jeho hodnota je $J_z = 0.50243 \text{ kgm}^2$. Do rovnice 5.16 dosadíme dříve vypočtené síly F_{xi} , F_{yi} , rozměry vozidla a moment setrvačnosti J_z ze SolidWorksu. Na obrázku 5.6 je vidět, že hodnota momentu setrvačnosti ze SolidWorks odpovídá dostatečně přesně změřené realitě.

$$\varepsilon = \frac{(F_{y1}l_p + F_{y3}l_p - F_{y2}l_z - F_{y4}l_z) - (F_{x1} + F_{x3} - F_{x2} + F_{x4})t/2}{J_z} = \int \int \ddot{\varepsilon} dt dt \quad (5.16)$$



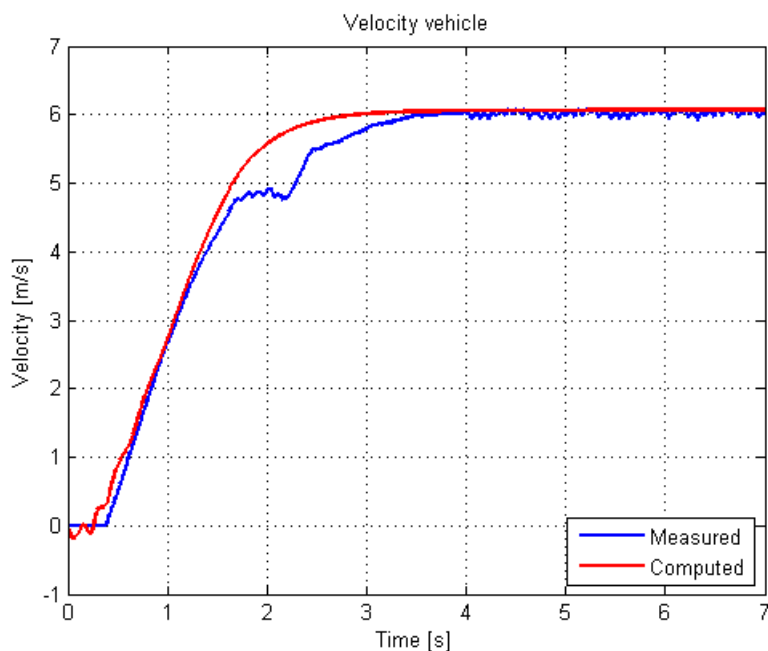
Obrázek 5.6: POROVNÁNÍ ZMĚŘENÉHO A VYPOČTENÉHO ÚHLOVÉ RYCHLOSTI VE OKOLO OSY Z

5.3 Validace modelu

Aby mělo modelování mechatronických soustav praktický přínos, musí model reprezentovat reálné chování experimentálního vozidla. Validace modelu byla provedena a na následujících grafech ukázána shoda modelu s experimentem. Pro validaci byly zvoleny veličiny, které můžeme měřit, případně mají výrazný vliv na chování vozidla. Vykreslené grafy zaznamenávají pouze malý časový okamžik 7 s. Je to způsobeno tím, že získaná data byla měřena na vozidle, které bylo řízeno po drátě, a za 7 s měření jsme vyčerpali jak délku kabelu, tak i prostor pro testování.

5.3.1 Rychlost vozidla

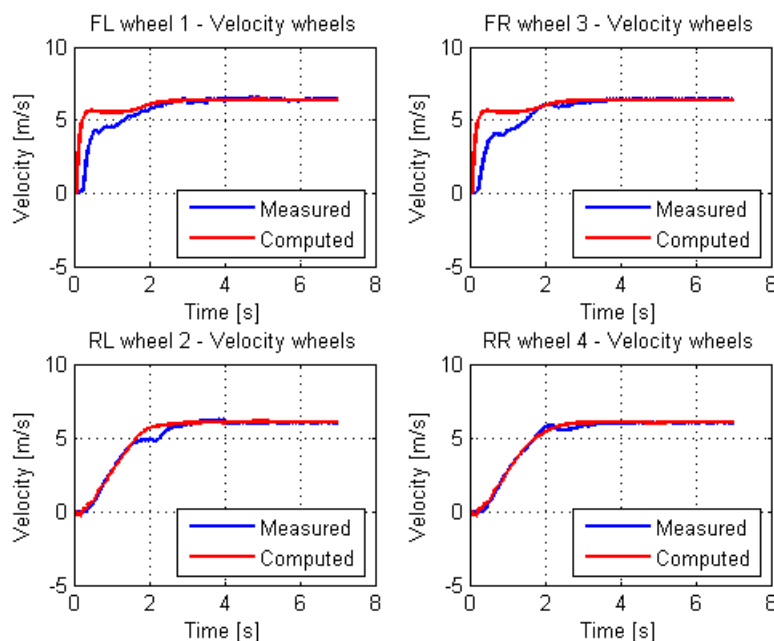
Z obrázku 5.7 je zřejmá velmi dobrá shoda modelu s experimentem. Rychlost vozidla je počítaná jako minimální rychlost ze všech rychlostí kol a slouží pro výpočet skluzu. Tento graf jsem zde zvolil hlavně z důvodů jeho velkého vlivu na výpočet skluzu a následně podélné síly F_x , která velmi ovlivňuje celé chování vozidla.



Obrázek 5.7: POROVNÁNÍ RYCHLOSTI VOZIDLA Z MODELU A Z EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA *CAR4*

5.3.2 Rychlost kol

Je vidět, že rychlost předních hnaných kol (1,3) se v modelu i při experimentu plně neshoduje. To je způsobeno proměnným koeficientem povrchu mezi vozovkou a kolem, a dále nerovnostmi na povrchu (jízda po dlažbě). Další vliv, který není zanedbatelný, je přesnost nalezených parametrů Pacejkovy formule. Pacejkova křivka je formulována pro klasické hladké automobilové pneumatiky, naproti tomu naše pneumatiky obsahují gumové špunty, které jsou velmi měkké a ohebné a poloha špuntů ovlivňuje koeficienty pneumatiky.



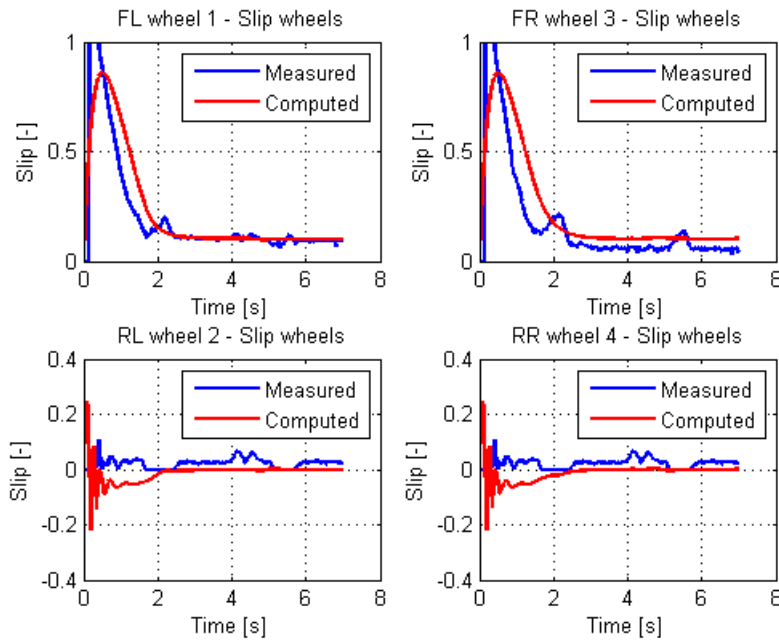
Obrázek 5.8: POROVNÁNÍ RYCHLOSTI KOL Z MODELU A Z EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA *CAR4*

5.3.3 Skluz kol

Z obrázku 5.9 je vidět velmi dobrá shoda experimentu s modelem. Pro zadní nehnaná kola (2,4) jsou data z počátku simulace velmi rozkmitaná. To je způsobeno výpočtem podle vzorce 4.67, který při malých rychlostech společně se silnou nelinearitou Pacejkovy formule způsobí přetahování zátěže s motorem. Podrobnou analýzu jevu ukážeme na příkladu.

Algoritmus je následující: na svorky motoru přivedeme napětí, které způsobí, že se motor roztočí. Rychlost kola vstoupí do výpočtu skluzu, rychlost vozidla je nulová a skluz je tedy roven jedné. Ze skluzu vypočteme sílu F_x , která působí na

motoru jako zátěž. Z pohybové rovnice 5.7 pro podélný pohyb získáme zrychlení vozidla a po integraci rychlost vozidla. Velmi velká skoková změna zátěže působící na motor od síly F_x na ramenu R způsobí zastavení motoru. Rychlost kola je malá. Do výpočtu skluzu vstupují rychlost vozidla a rychlost kola. Vlivem velkého nárůstu síly F_x je rychlost vozidla větší, než rychlost kola, tedy skluz má opačné znaménko. To opět ovlivní výpočet síly F_x a celý cyklus se opakuje až do rozjetí vozidla, kde oscilace postupně ustanou.



Obrázek 5.9: POROVNÁNÍ SKLUZU KOL V MODELU A NA EXPERIMENTÁLNÍM VOZIDLE *CAR4*

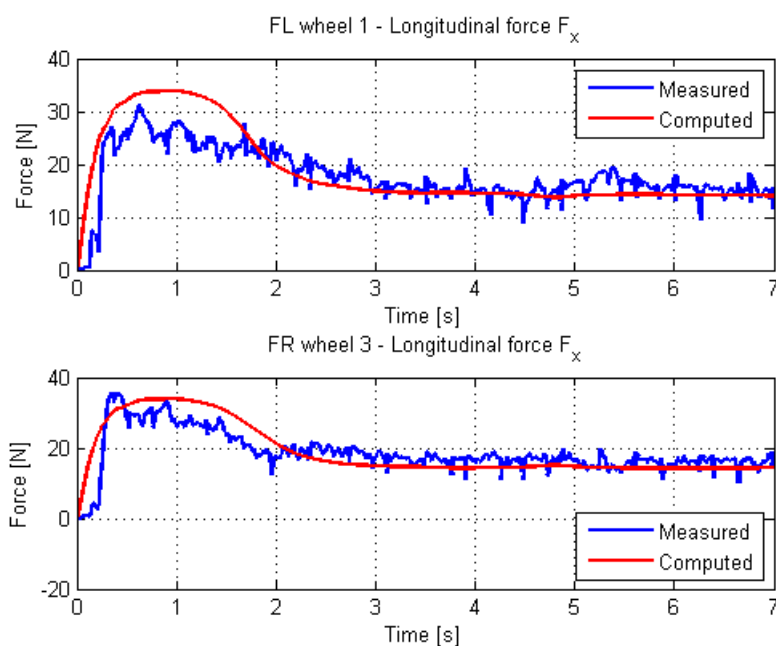
5.3.4 Podélná hnací síla působící na kolech

Na obrázku 5.10 je vidět červená křivka vypočtená pomocí modelu v PC a modrá křivka, která je vypočtena z pohybové rovnice pro rotační pohyb kola.

$$F_x = \frac{-J_k \ddot{\varphi} + c\Phi i}{R} \quad (5.17)$$

V této rovnici známe moment setrvačnosti J_k , konstantu magnetického toku $c\Phi$ i poloměr kola R . Proměnnou $\ddot{\varphi}$ získáme velmi složitě pomocí filtrování a dvojí numerické derivace z encoderů, proud i změříme pomocí LEMu. Nepřímo naměřené hodnoty F_x jsou velmi ovlivněny šumem proudu. Přesto charakter křivek změřených

a modelovaných spolu koresponduje a jejich rozdíly se dají přisuzovat proměnnému koeficientu povrchu, který nebyl při měřeních zabezpečen. Na obrázku 5.10 jsou vykresleny pouze síly působící na hnaných kolech přední nápravy. Na nehnané zadní nápravě jsou vypočtené síly velmi malé a ztrácejí se v šumu.



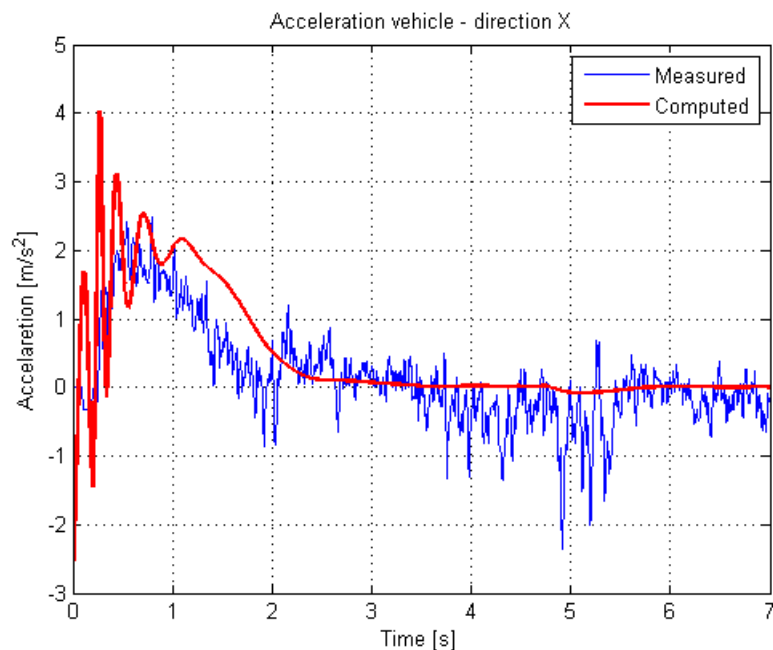
Obrázek 5.10: POROVNÁNÍ PODÉLNÉ SÍLY F_x V MODELU A NA EXPERIMENTÁLNÍM VOZIDLE *CAR4*

5.3.5 Zrychlení v podélném směru X

Na obrázku 5.11 v čase 0 - 1 s je vidět kmitání zrychlení, které je způsobeno stejným důvodem, který je popsán v odstavci 5.3.3. Hodnoty změřeného zrychlení kopírují hodnoty simulované a lze tedy prohlásit, že model odpovídá reálnému chování vozidla.

5.3.6 Zrychlení v příčném směru Y

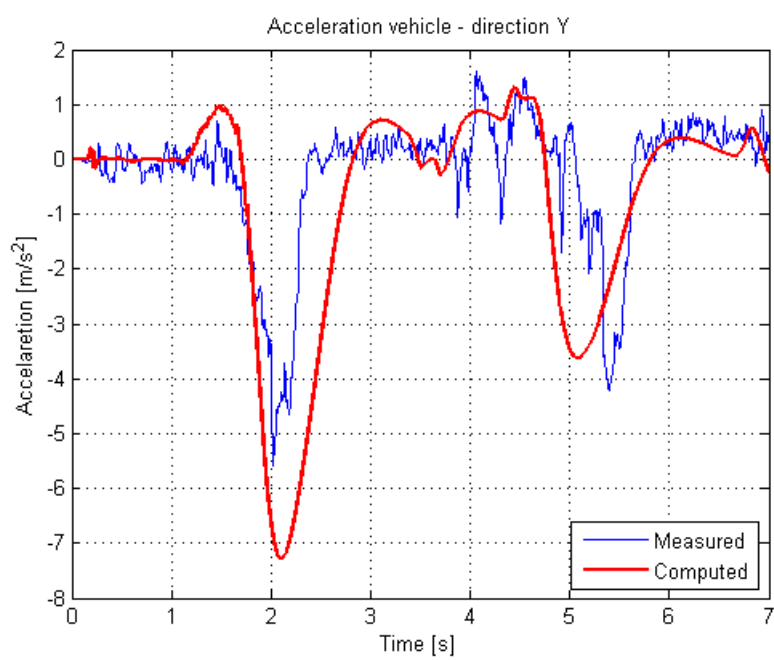
Příčné zrychlení vozidla je velmi důležité pro příčnou stabilitu vozidla. Z obrázku 5.12 je zřejmé, že hodnoty zrychlení jsou si blízké. Protože naměřené hodnoty zrychlení byly velmi zašumělé, jsou vlivem filtrace ořezány špičky bočního zrychlení.



Obrázek 5.11: POROVNÁNÍ PODÉLNÉHO ZRYCHLENÍ V LOKÁLNÍ OSE VOZIDLA X V MODELU A NA EXPERIMENTÁLNÍM VOZIDLE *CAR4*

5.3.7 Rekapitulace

Z grafů 5.7 - 5.12 je jasné, že vytvořený model se uspokojivě shoduje s chováním experimentálního vozidla *CAR4*. Toho bylo dosaženo pomocí podrobnějšího modelování skluzu a následně stykové síly pneumatiky, která má na chování vozidla největší význam. Při modelování byly zanedbávány relativně nedůležité rotace okolo os x a y a posuvy v ose z . Důležité parametry vozidla byly odhadovány z měření pomocí nástroje *Simulink Parameters Estimation*.



Obrázek 5.12: POROVNÁNÍ PŘÍČNÉHO ZRYCHLENÍ V LOKÁLNÍ OSE VOZIDLA Y V MODELU A NA EXPERIMENTÁLNÍM VOZIDLE *CAR4*

6 Systémy jízdní stability

V této kapitole uvedeme postupy tvorby dvou systémů jízdní stability ABS a ASR a jejich implementaci. Navržený algoritmus je nejjednodušší možnou variantou systému ABS/ASR a je zde podrobně popsán.

6.1 Přístupy k tvorbě ABS /ASR

Při studiu následující problematiky jsem narazil na dva hlavní přístupy k tvorbě ABS. První pochází od společnosti BOSCH, která systém vyvinula a je jeho hlavním dodavatelem pro automobilový průmysl. Druhý způsob se objevuje literatuře zaměřené na simulace, např. v [19].

6.1.1 Systém BOSCH

Systém společnosti BOSCH, včetně jeho funkce, je podrobně rozepsána v [12]. Systém je velmi jednoduchý a je založen na měření natočení kol (pomocí encoderů) a následném zpracování signálu (zjištění rychlosti a zrychlení kol, rychlosti vozidla a skluzové rychlosti kola). Na základě těchto veličin je řízeno spínání ventilu, který reguluje brzdný tlak na každém kole nezávisle. Tento algoritmus jsem sice vytvořil, ale prakticky se nedal použít. Je velkým problémem získat ze senzoru polohy kvalitní hodnoty zrychlení. Dvojitá numerická derivace si vyžádá velmi velké filtrování, které nám získaná data prakticky znehodnotí. Společnost BOSCH toto řeší pomocí velmi složité konstrukce speciálních rychlých logických obvodů. Podrobná dokumentace k této části systému bohužel není běžně dostupná.

6.1.2 Regulace na požadovaný skluz pomocí PID

Z důvodů zmíněných v odstavci 6.1.1 jsme zvolili implementaci ABS/ASR s řízením na požadovaný skluz. Tento systém je velmi jednoduchý a požaduje znalost vlastností pneumatiky a referenční rychlosti vozidla. V kapitole 5 na obrázku 5.3 je vidět, že maximální síly je dosahováno pro $\lambda = 0.2$. To je tedy hodnota, na kterou budeme řídit skluz v případě aktivace systému ABS/ASR.

6.2 Realizovaný algoritmus ASR/ABS

6.2.1 Výpočet referenční rychlosti

Pro správnou funkci systému je určení referenční rychlosti vozidla velmi důležité. Pokud kola vozidla neprokluzují, pak platí vztah $v_v = \frac{Rv_{k1} + Rv_{k4}}{2}$ mezi rychlostí kol a rychlostí vozidla, kde R je poloměr kola, v_v referenční rychlost vozidla, v_{k1} rychlost levého předního kola a v_{k4} rychlost pravého zadního kola. V případě, že se jednotlivá kola blokují nebo prokluzují, vztah již neplatí. Vytvořený algoritmus určuje referenční rychlost vozidla k těžišti a následně ke každému kolu ze znalosti kinematiky vozidla.

Z encoderů umístěných na motorech získáme relativní natočení rotoru a následně po numerické derivaci rychlost otáčení rotoru motoru, po zahrnutí převodového poměru 14 : 1 dostaneme rychlost otáčení kol. Nyní ze znalostí natočení kol okolo osy z (zatačení), rozměrů vozidla a rychlostí otáčení kol transformujeme jednotlivé rychlosti do geometrického středu vozidla. Pokud se kola neblokují a ani neprohrabují, pak by se měly všechny rychlosti ve středu vozidla shodovat. V případě, že tomu tak není, a rychlosti ve středu vozidla jsou různé, nastane jedna z následujících možností:

- Povel zrychlení řidiče je ≥ 0 , pak se vybere nejmenší rychlost za referenční rychlost vozidla, ta se následně přepočte zpět na jednotlivá kola, kde slouží pro výpočet skluzu pneumatiky.
- Povel zrychlení řidiče je < 0 , pak se vybere největší rychlost za referenční rychlost vozidla, ta se následně přepočte zpět na jednotlivá kola, kde slouží pro výpočet skluzu pneumatiky.

Tento postup nám umožňuje určit referenční rychlosti pro jednotlivá kola jak pro systém ABS, tak i pro ASR za předpokladu, že alespoň jedno kolo neprokluzuje/neprohrabuje. Přepočet naměřených rychlostí do středu vozidla je zde z důvodu správného určení nejmenší / největší rychlosti. Rychlosti jednotlivých kol jsou velmi ovlivněny natočením přední a zadní nápravy, případně možností připojení a využití dat z inerciální jednotky na středu vozidla (ADIS).

6.2.2 Výpočet skluzu

Výpočet skluzu byl v práci zmíněn již několikrát.

$$\lambda = \frac{v_{refi} - R\omega_i}{\max(|v_{refi}|, |R\omega_i|, \epsilon)} \quad (6.1)$$

Na základě vypočteného skluzu a dalších veličin se zapínají / vypínají akční zásahy systémů ABS / ASR.

6.2.3 Podmínky sepnutí/vypnutí ABS / ASR

Systémy ABS/ASR musí být vyřaditelné z provozu z několika důvodů:

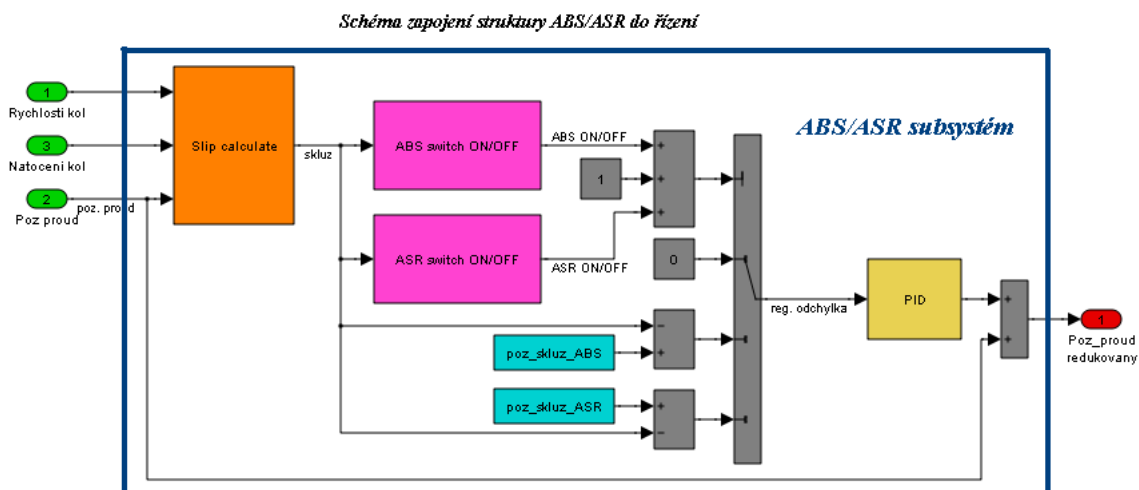
- ukázka funkce ABS/ASR,
- porucha systému.

Byl vytvořen řídicí subsystém, který na základě splnění podmínek uvedených v tabulce 6.1 zapne/vypne omezení akčního zásahu.

Status	Povel	Rychlost	skluz	ABS on	ASR on	Poznámky
ABS zap.	0	0.5	-0.2	1	X	-
ABS vyp.	0	0.5	-0.2	1	X	když není splněno
ASR zap.	0	3.5	0.2	X	1	-
ASR vyp.	0	3.5	0.2	X	1	když není splněno

Tabulka 6.1: PODMÍNKY ZAPNUTÍ/VYPNUTÍ SYSTÉMŮ ABS/ASR

Ze schématu na obrázku 6.1 je patrné, že akční zásah systému ABS / ASR se přičítá k požadovanému proudu zadávanému řidičem pomocí joysticku. Akční zásah je vygenerován pomocí PID regulátoru, do kterého vstupuje regulační odchylka skluzu. Pokud není systém aktivní, akční zásah je nulový a nemá tedy vliv na řízení vozidla.



Obrázek 6.1: SCHÉMA ZAPOJENÍ SYSTÉMU ABS / ASR DO ŘÍZENÍ

Tyto podmínky jsou stanoveny na základě následujících požadavků vytvořených pro správnou funkci systému ABS / ASR.

	ABS	ASR
Rychlost	pro malou rychlost vypnout	pro velkou rychlost vypnout
Skluz	po překročení sepnout	po překročení sepnout
Režim	brzdění	akcelerace
Status	ON/OFF	ON/OFF

Tabulka 6.2: DEFINOVANÉ POŽADAVKY NA SYSTÉM ABS / ASR

6.2.4 Parametry PID regulátoru

Pro naladění PID regulátoru nebyly použity žádné metody, založené na znalosti lineárního modelu. Snažil jsem se použít inženýrskou metodu Ziegler-Nichols pro určení parametrů regulátoru, ovšem takto nalezené parametry vyhovovaly požadovanému chování soustavy pouze pro funkci ASR, pro funkci ABS naprosto nevyhovovaly. Soustavu jsem tedy naladil metodou „Pokus - omyl“ a následně jsem pro zpřesnění použil nalezených hodnot jako počátečních podmínek pro *Simulink Response optimization toolbox*. Nalezené hodnoty jsou uvedeny v tabulce. 6.3

Složka	Ziegler-Nichols	Pokus - omyl	Resp. opt. tool.
K_p	2.5	1.2	1.6
K_i	17	20	51.6
K_d	$8.75 \cdot 10^{-2}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$9.259 \cdot 10^{-5}$

Tabulka 6.3: PARAMETRY DISKRÉTNÍHO PID REGULÁTORU
PRO $T_s = 0.001$

Nalezené parametry regulátoru odpovídají pro řízení na požadovaný skluz 0.2. Této hodnotě odpovídá vrchol koeficientu tření Pacejkovy formule zjištěný při odhadu parametrů v kapitole 5.2. Regulátor je velmi citlivý na změnu požadovaného sklu. Při změně řízení na jiný požadovaný skluz je nutné regulátor přeladit. V závislosti na koeficientu povrchu se mění doba a překmit přechodového děje. Regulátor byl naladěn na co nejrychlejší odezvu pro ABS i ASR soustavu s rozsahem koeficientu povrchu 0.2 - 1, pro hodnotu požadovaného sklu 0.2. Dále uvedené grafy jsou pro diskrétní PID regulátor s časovým krokem $T_s = 0.001$, pro implementaci na vozidle byly naladěny i parametry PID regulátoru s časovým krokem $T_s = 0.01$ a $T_s = 0.005$, které jsou uvedeny v tabulce 6.4. Přechodový děj pro regulátor s časovým krokem $T_s = 0.01$ vykazuje delší přechodový děj. To se dá očekávat, protože regulátor provádí akční zásahy na soustavu desetkrát pomaleji.

Složka	Resp. opt. tool. $T_s = 0.01$	Resp. opt. tool. $T_s = 0.005$
K_p	1.2	1.6
K_i	10	12.32
K_d	$9.259 \cdot 10^{-5}$	$9.259 \cdot 10^{-5}$

Tabulka 6.4: PARAMETRY DISKRÉTNÍHO PID REGULÁTORU
PRO $T_s = 0.001$

Výhody a nevýhody

Na dnešních motorových vozidlech se systémy ABS/ASR s řízením pomocí PID regulátoru nevyskytují. Hlavním důvodem jsou velké časové konstanty elektrohydraulické případně elektropneumatické brzdové soustavy a přesnost a rychlost polohového řízení ventilů. Proto se využívá SMC regulace pro plně otevřený/zavřený regulační ventil. Protože my využíváme pro brzdění elektromotory, které mají velmi malou časovou konstantu (řádově milisekundy), můžeme využít plynulou regulaci brzdného momentu, a tím dosáhnout nejkratší brzdné dráhy se zachováním říditelnosti vozidla.

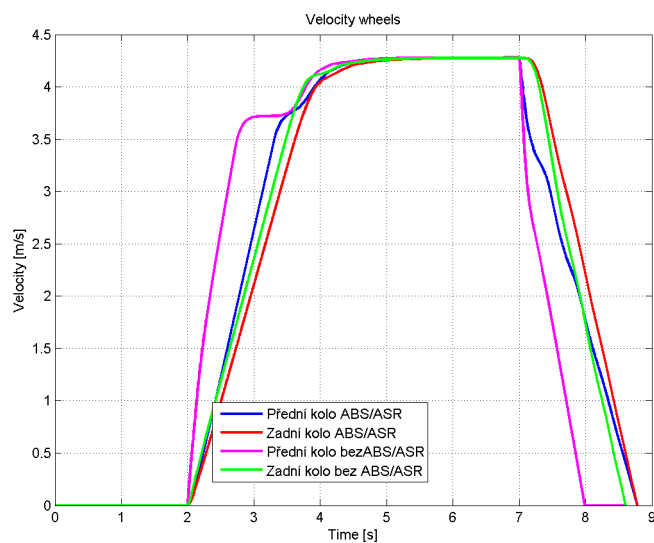
6.3 Grafy

Rychlosti kol s/bez ABS/ASR na různém povrchu

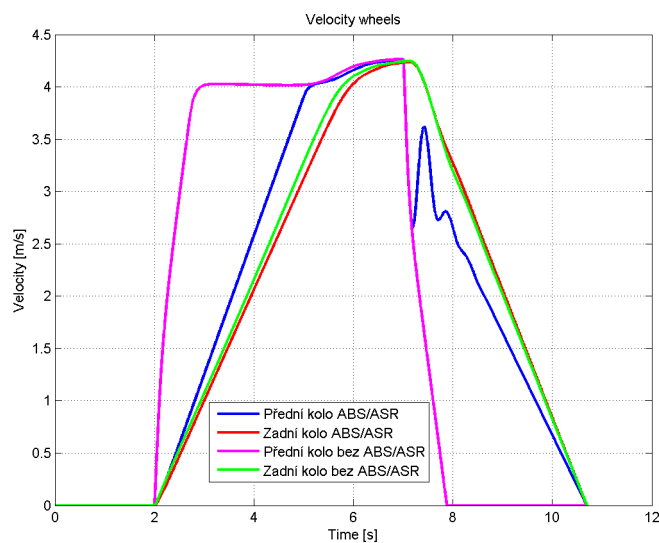
Na obrázku 6.2 vidíme, že vozidlo s ASR i bez něj dosáhne maximální rychlosti za stejnou dobu. Avšak vozidlo s ASR je stále říditelné, neztrácí boční vedení pneumatik a jízda je tedy bezpečnější. Pro oblast brzdění vidíme, že čas do zastavení vozidla s ABS je jen o 0.2 s delší než pro vozidlo bez ABS, ale vozidlo s ABS je stále říditelné. Na obrázku 6.3 vidíme stejný průběh rychlosti kol na povrchu s koeficientem 0.45 (reprezentuje písek). Rozjezd vozidla je opět řízený a po dosažení maximální rychlosti je prudce zabrzděno. Vidíme, že vozidlo zastaví s ABS i bez ABS za stejnou dobu. Přechodový děj řízení na požadovaný skluz vykazuje větší překmit. Ten je způsoben kompromisním naladěním regulátoru pro rozsah koeficientů povrchu $\langle 0.2; 1 \rangle$.

Skluz kol s/bez ABS/ASR na různém povrchu

Na obrázku 6.4 je vidět zřetelný rozdíl skluzu kola bez a se systémem ABS/ASR. Kolo bez zapnutého systému ABS/ASR při rozjíždění prohrabuje a při brzdění se zablokuje a ztrácí boční vedení. Naproti tomu se systémem ABS/ASR se skluz kola reguluje na požadovanou hodnotu skluzu 0.2, při kterém je největší koeficient tření pneumatiky. Tím se dosahuje plynulého brzdění se zachováním bočního vedení pne-

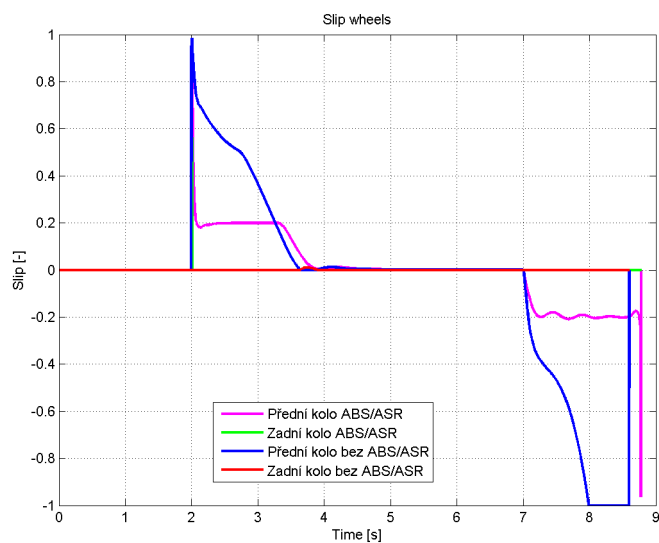


Obrázek 6.2: RYCHLOST PŘEDNÍHO HNANÉHO A ZADNÍHO NEHNANÉHO KOLA S/BEZ ASR/ABS NA POVRCHU S KOEFICIENTEM POVRCHU 1

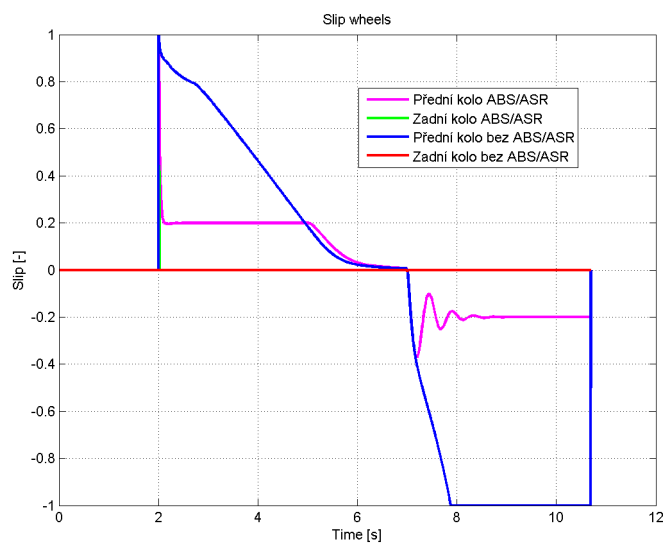


Obrázek 6.3: RYCHLOST PŘEDNÍHO HNANÉHO A ZADNÍHO NEHNANÉHO KOLA S/BEZ ASR/ABS NA POVRCHU S KOEFICIENTEM 0.45

umatiky ve zvolené stopě. Na obrázku 6.5 vidíme stejnou jízdní situaci na povrchu s koeficientem 0.45 (písek).



Obrázek 6.4: SKLUZ PŘEDNÍHO HNANÉHO A ZADNÍHO NEHNANÉHO KOLA S/BEZ ASR/ABS NA POVRCHU S KOEFICIENTEM 1

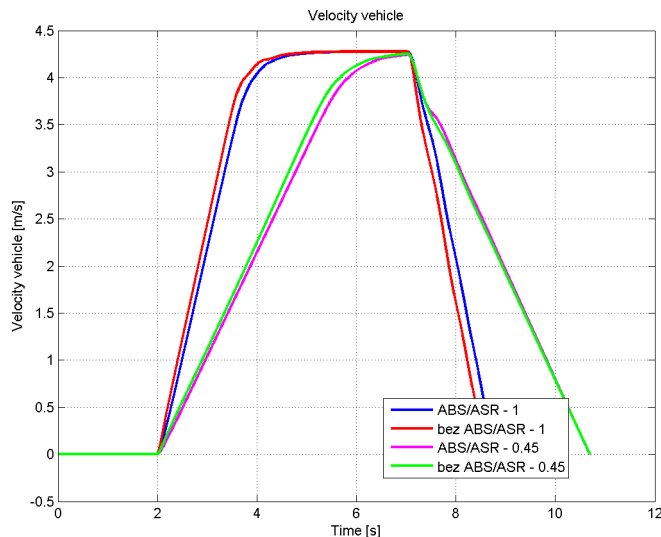


Obrázek 6.5: SKLUZ PŘEDNÍHO HNANÉHO A ZADNÍHO NEHNANÉHO KOLA S/BEZ ASR/ABS NA POVRCHU S KOEFICIENTEM 0.45

Rychlost vozidla s/bez ABS/ASR na různém povrchu

Na obrázku 6.6 vidíme, že rychlost vozidla je jak se zapnutým, tak i vypnutým systémem ABS/ASR stejná. Rozdíly jsou vidět jen pro různé koeficienty povrchu,

a to je v pořádku. Tento graf tedy dokazuje, že systémy výrazně neprodłużují brzdovou dráhu a ani nezhoršují akceleraci vozidla.



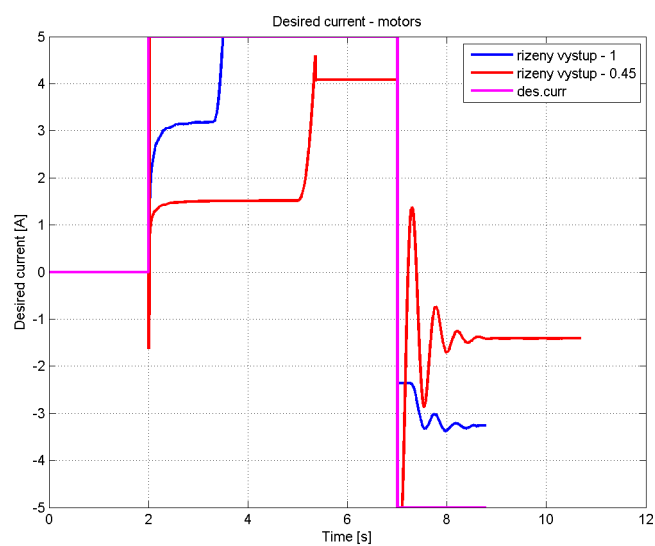
Obrázek 6.6: RYCHLOST TĚŽIŠTĚ VOZIDLA S/BEZ ASR/ABS NA POVRCHU S KOEFICIENTEM 1/0.45

Akční zásahy ABS/ASR pro regulátor proudu na různém povrchu

Na obrázku 6.7 je vidět snížení požadovaného proudu pro regulátor proudu při aktivaci systému ASR/ABS. Toto omezení zajistí, že moment motoru působící na kola nezpůsobí zvětšení skluzu pneumatiky, a tím zaručí, že jsou dosaženy nejlepší podmínky pro přenos sil na vozovku.

Rekapitulace

Jak je vidět z prezentovaných výsledků, tak navržené systémy jízdní stability fungují a plní svojí správnou funkci rychlého rozjezdu bez prokluzu kol (ASR) a brzdění bez zablokování kol (ABS). Tyto výsledky jsou zřetelné pozorovatelné při podrobném rozboru simulaci na počítači, případně z naměřených dat na vozidle. Při ověření na experimentálním vozidle *CAR4* jsou pouhým okem tyto výsledky těžko pozorovatelné. Pro lepší pozorovatelnost je nutné zajistit nízký koeficient tření mezi koly a vozovkou.



Obrázek 6.7: AKČNÍ ZÁSAHY ASR/ABS PRO REGULÁTOR PROUDU PRO KOEFICIENTY POVRCHU 1/0.45

7 Závěr

Základním cílem diplomové práce bylo vytvoření dynamických modelů experimentálního vozidla *CAR4* se všemi nátačecími i hnanými koly s následným návrhem systému řízení trakce ABS/ASR.

Diplomová práce je rozdělena do několika částí. V první části byly shromážděny poznatky z provedené literární rešerše. Zaměřil jsem se především na oblast neholonomní a holonomní dynamiky, používaných modelů pneumatiky a systémů jízdní stability.

Další část práce je zaměřena na modelování neholonomní a holonomní kinematiky. Je zde uvedeno rozpoznání neholonomních vazeb a následná redukce holonomního modelu pseudobicyclu na neholonomní. U holonomní kinematiky je rozpracována Ackermanova geometrie náprav pro 2WS i 4WS vozidla. Dále je v této části rozebrán kinematický řetězec natočení kola - natočení serva, který je důležitý pro řízení vozidla.

Poté již následuje kapitola, která se věnuje modelování neholonomní a holonomní dynamiky experimentálního vozidla. Tuto kapitolu jsem rozdělil na několik podkapitol. První podkapitola se věnuje modelování neholonomní dynamiky pseudobicyclu. Je zde odvozen univerzální redukovaný model, který lze snadno rozšířit na rovinný dvoustopý dopravní prostředek. Další podkapitola je věnována modelům pneumatik, kde jsou shrnuty dva nejpoužívanější modely - Pacejka formule a Burckhardt model. Ve třetí podkapitole jsou popsány tři modifikované modely, které byly vytvořeny podle literatury od profesora Vlka. U všech tří modelů je uvedena jejich specifikace, možnosti jejich užití a také výhody a nevýhody. Ve čtvrté podkapitole je popsán model, který byl vytvořen podle Nielsena. Tento model je následně použit pro návrh systému jízdní stability ABS/ASR. Poslední pátá podkapitola je věnována validaci modelu podle Nielsena s reálným měřením na experimentálním vozidle *CAR4*.

V další kapitole se věnuji experimentům pro odhad parametrů vozidla. Byly provedeny odhady modelu DC motoru, kde jsme potřebovali znát parametry pro elektrickou i mechanickou část DC motoru. Dále bylo nutné znát parametry Pacejkovy formule pro model pneumatiky. Část této kapitoly se věnuje také experimentálnímu ověření momentu setrvačnosti okolo osy Z , který byl získán z virtuálního modelu v SolidWorksu.

V šesté kapitole se již dostáváme k návrhu systémů jízdní stability, konkrétně ABS/ASR. Je zde probrán návrh systému založený na PID regulátoru. Vstupem do regulátoru je odchylka skluzu od požadovaného skluzu, výstupem je hodnota požadovaného proudu pro regulátor proudu. Proud procházející motorem je přes konstantu $c\Phi$ lineárně svázaný s momentem. Jsou zde uvedeny parametry PID re-

gulátoru pro různé časové kroky výpočtu. Tato kapitola dále obsahuje grafy, které dokazují funkčnost navrženého řízení.

Na konci této práce jsou zařazeny přílohy. V nich jsou uvedeny rovnice upravených modelů podle profesora Vlka a doporučení pro práci s nástrojem Simulink Parameters Estimation.

8 Literatura a odkazy

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E.: *Řešení problémů modelováním - Téměř nic o téměř všem*, skriptum VUT v Brně, PC-DIR Real, 1998
- [2] JANÍČEK, P.: *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí*, 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, ISBN 978-80-7204-555-9, 2007
- [3] GREPL, R.: *Kinematika a dynamika mechatronických systémů*, 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, ISBN 978-80-214-3530-8, 2007
- [4] GREPL, R.: *Mechatronika - vybrané problémy*, 1. vyd. Brno: Tribun, ISBN 978-80-214-3804-0, 2008
- [5] GREPL, R.: *Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics*, 1. vyd. Praha: BEN, ISBN 978-80-7300-226-8, 2007
- [6] GREPL, R.: *Neholonomní kinematika a dynamika*, interní materiály MECHLAB, 2009
- [7] NOVÁK, P.: *Mobilní roboty - pohony, senzory, řízení*, 1. vyd. Praha: BEN, ISBN 80-7300-141-1, 2005
- [8] KRATOCHVÍL, C., HERIBAN P., HOUFEK L., HOUFEK M.: *Mechatronické pohonové soustavy*, 2. vyd. Brno: VUT v Brně, UMTMB - Centrum mechatroniky, FSI, ISBN 978-80-214-3790-6, 2008
- [9] KRATOCHVÍL, C., NAŘ M., HOUFEK L., HOUFEK M.: *Dynamické systémy - obyčejné diferenciální rovnice*, 1. vyd. Brno: Ústav termomechaniky AVČR, Centrum mechatroniky Brno, ISBN 978-80-2147-3507-0, 2007
- [10] DROBNÝ, V., VALÁŠEK, M.: *Vehicle lateral dynamics stabilization using active suspension, Applied and Computational Mechanics.*, Plzeň: Univerzity of West Bohemia, p.255-264, ISSN 1802-680X, vol. 2 no. 2,2008
- [11] ZAPLATÍLEK, K., DOŇAR, B.: *Matlab pro začátečníky*, 2. vyd. Praha: BEN, ISBN 80-7300-175-6, 2005
- [12] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidel*, 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, ISBN 80-238-5273-6, 2000

- [13] VLK, F.: *Elektronické systémy motorových vozidel 1*, 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, ISBN 80 - 238 - 7282 - 6, 2002
- [14] VLK, F.: *Elektronické systémy motorových vozidel 2*, 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, ISBN 80-238-7282-6, 2002
- [15] VLK, F.: *Automobilová elektronika 1. Asistenční a informační systémy*, 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, ISBN 80-239-6462-3, 2006
- [16] VLK, F.: *Automobilová elektronika 2. Systémy řízení podvozků a komfortní systémy*, 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, ISBN 80-239-7062-3, 2006
- [17] VLK, F.: *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*, 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, ISBN 80-238-76573-0, 2001
- [18] VLK, F.: *Převodová ústrojí motorových vozidel*, 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, ISBN 80-238-5275-2, 2000
- [19] NOSKIEVIC, P.: *Modelování a identifikace systémů*, Montanex, ISBN 80-7225-030-2, 2007
- [20] PACEJKA, B.H.: *Tyre and Vehicle Dynamics*, Second Edition Oxford: Elsevier, ISBN 978-0-7506-6918-4, 2006
- [21] JAZAR, R.N.: *Vehicles Dynamics: Theory and Applications*, NY: Springer, ISBN 978-0-387-74243-4, 2008
- [22] NIELSEN, L., KIENCKE U.: *Automotive Control Systems: For Engine, Drive-line and Vehicle*, Second Edition Berlin: Springer, ISBN 3-540-23139-0, 2005
- [23] RILL, G., *Vehicles Dynamics (Lecture notes)*., http://homepages.fh-regensburg.de/~rig39165/skripte/Vehicle_Dynamics.pdf, 2009-11
- [24] BRENNAN, S.N.: *Modeling and control issues associated with scaled vehicles*, Master thesis Urbana, Illinois, 1997
- [25] KLEČKA, R.: *Simulační model automobilu pro testování řídicích jednotek ABS*., www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/37011.pdf, 2008

-
- [26] CHAKAROV, D. *Kinematics Model of Nonholonomic Wheeled Mobile Robots for Mobile Manipulation Tasks*., www.imbm.bas.bg/IMBM/LMS/Chakarov/Kinematics%20Model%20-%20Varna_9.doc,
- [27] LIN, H. *Autonomous mobile robots*., www.vision.ee.ccu.edu.tw/modules/tinyd2/content/97_MR/chap3.pdf,
- [28] CHOI, M.W., PARK, S.J., LEE, B.S., LEE, M.H. *The performance of independent wheels steering vehicle (4WS) applied Ackerman geometry*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4694549>,
- [29] GETZ, N.H., MARSDEN, J.E. *Control for an Autonomous bicycle*., www.sc.iitb.ac.in/~banavar/notes/GeMa1995b.pdf,
- [30] GREPL, R., LEE, B., KRATOCHVÍL, C., ŠOLC, F., HRABEC, J., *Exact linearization of nonholonomic system dynamics applied to control of differentially driven soccer robot*., <http://dlib.lib.cas.cz/5320/>, 2008
- [31] GHELARDONI, M. *Feasibility study of yaw control by active 4-wheel drive*., <http://etd.adm.unipi.it/theses/available/etd-10062004-185543/>,
- [32] EL HADRI, A., CADIOU, J.C., CHIKHI, F., *Four-wheel vehicle modeling toward on board dynamics observer*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=1249703>,
- [33] BRABEC, P., VOŽENÍLEK, R., *Jednostopý a dvoustopý model vozidla*., <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2002/Jednostopy%20a%20dvoustopy%20model%20vozidla.pdf>,
- [34] RONG-HUI, Z., HONG-GUANG, J., TAO, CH., *Dynamics simulation on control technology for 4WS vehicle steering performance*., <http://www.computer.org/portal/web/csdl/doi/10.1109/CCCM.2008.57>, 2008
- [35] ZHENG, B., ANWAR, S., *Yaw stability control of a steer-by-wire equipped vehicle via active front wheel steering*., http://www.sciencedirect.com/science?_ob=MIimg&_imagekey=B6V43-4W9V7FF-2-7&_cdi=5747&_user=640830&_pii=S0957415809000804&_orig=search&_coverDate=09%2F30%2F2009&_sk=999809993&view=c&wchp=dGLzVtb-zSkzS&md5=4ff15b142a5e61a19deb7c172d00a79d&ie=/sdarticle.pdf, 2009
- [36] HWAN-SEONG, K., SAM-SANG, Y., *Estimation of vehicles sideslip angle four-wheel steering passenger cars*., www.ijcas.org/admin/paper/files/7588.pdf, 2001

- [37] CANUDAS-DE-WIT, C., TSOTRAS, P., VELENIS, E., BASSET, M., GISSINGER, G., *Dynamics friction models for road/tire longitudinal interaction*., <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.71.1665&rep=rep1&type=pdf>, 2002
- [38] AI, Y., ZHOU, Q., ZHANG, H., *A new simulation model for 4WS vehicles based on dynamic tire friction model*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4077824>,
- [39] FUJIMOTO, H., FUJII, K., TAKAHASHI, N., *Vehicle stability control of electric vehicle with slip-ratio and cornering stiffness estimation*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4412465>,
- [40] MIRZAEI, M., *A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamics control system*., http://www.sciencedirect.com/science?_ob=ArticleURL&_udi=B6VGJ-4WSR0NH-2&_user=640830&_coverDate=04%2F30%2F2010&_rdoc=1&_fmt=high&_orig=search&_sort=d&_docanchor=&view=c&_acct=C000032308&_version=1&_urlVersion=0&_userid=640830&md5=c292a3c6bc051ce33894050ab2f3e6d7, 2009
- [41] ZHENG, S., TANG, H., HAN, Z., ZHANG, Y., *Controller design for vehicle stability enhancement*., http://www.sciencedirect.com/science?_ob=ArticleURL&_udi=B6V2H-4HNSPMC-1&_user=640830&_coverDate=12%2F31%2F2006&_rdoc=1&_fmt=high&_orig=search&_sort=d&_docanchor=&view=c&_acct=C000032308&_version=1&_urlVersion=0&_userid=640830&md5=f88002a7bbb76becb8aa9c7aaeb39637, 2005
- [42] GOODARZI, A., ESMAILZADEH, E., *Design of a VDC systems for all-wheel independent drive vehicles*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4392832>, 2007
- [43] HASSOUN, A., BENBOUZID, M.E.H., DIALLO, D., ABDESSEMED, R., GHOULI, J., SRAIRI, K., *Analysis, Modeling and Neural Network traction control of an Electric vehicle without Differential Gears*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4270753>,
- [44] EBRAHIMIRAD, H., YAZDANPANA, M.J., KAZEMI, R., *Sliding mode four wheel slip-ratio control of anti-lock braking systems*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=1490806>, 2004
- [45] WEIDA, W., NENGGEN, D., XIANGYANG, X., *An improved self-adaptive algorithm of vehicle reference speeds for ABS*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4233998>, 2006

-
- [46] YAFU, Z., ZHIQIANG, W., *Design of a Semi-Physical simulation evaluation system for ABS*., <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4677604>, 2008
- [47] ORIOLO, G., DELUCA, A., VENDITTELLI, M., *WMR Control Via Dynamic Feedback Linearization: Design, Implementation and Experimental Validation*., <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.15.8105&rep=rep1&type=pdf>, 2002
- [48] TAN, D., WANG, Y., ZHANG, L., *Research on the Parameter Identification of LuGre Tire Model Based on Genetic Algorithms*., www.atlantispress.com/php/download_paper.php?id=1261, 2008
- [49] HARTANI, K., *Direct torque control of an electronical differential for Electric vehicle with separate wheel drives*., http://jase.esrgroups.org/2_2_2_08%20proof.pdf, 2009-05-14
- [50] GÜRTLER, O.: *Elektronický diferenciál pro studentský experimentální elektromobil*, Bakalářská práce UP Pardubice, 2009
- [51] VALÁŠEK, M., *Dynamika vozidel - Požadavky ke zkoušce*., http://www.mechatronics.cz/lib/exe/fetch.php?id=mec%3Alegislativa&cache=cache&media=mec:dynamika_vozidel.pdf, 2010-05-13
- [52] LAMBERSKÝ, V.: *Vývoj algoritmů pro odhad stavu experimentálního vozidla*, Diplomová práce VUT FSI Brno, 2010
- [53] CSTUG (ČESKOSLOVENSKÉ SDRUŽENÍ UŽIVATELŮ T_EXU) :, <http://www.cstug.cz/>, 2009-11
- [54] WIKIPEDIA – EDITING MATHEMATICAL FORMULAE :, http://meta.wikimedia.org/wiki/MediaWiki_User's_Guide:Editing_mathematical_formulae, 2009-11
- [55] RYBIČKA, J.: *LaTeX pro začátečníky*, Konvoj, 2. vydání, 1999
- [56] HANÁČEK, PŘIKRYL, RÁBOVÁ, RAJLICH, RYBIČKA, SLEZÁK, ZEMČÍK: *Jak publikovat na počítači*, Science, ISBN 80-901475-77, 1996
- [57] GREPL, R., JANÍČEK, P., KREJČÍ, P., *Zásady psaní vědeckých prací a odborných textů*., http://www.umat.fme.vutbr.cz/index.php?option=com_content&task=category§ionid=8&id=35&Itemid=90, 2010-02

Seznam symbolů a zkratek

ABS	Anti-block-systems (Protiblokovací systém)
ASR	Anti-slip-regulation (Protikluzový systém)
ESP	Elektronik stabilization programm (Elektronický stabilizační program)
DYC	Dynamic yaw control (odpovídá ESP)
2WS	Two wheel steering (Vozidlo s natáčecí přední nápravou)
4WS	Four wheel steering (Vozidlo s natáčecí přední i zadní nápravou)
VDC	Vehicle dynamics Control
HIL	Hardware In the Loop (Testování reálné elektroniky, mechanická soustava je simulovaná na PC)
l.s.s.	lokální souřadný systém souřadnic
g.s.s.	globální souřadný systém souřadnic
I_{ϑ}	moment setrvačnosti okolo osy y
τ_{ϑ}	moment hnaného kola
R	poloměr pneumatiky
I_{ω}	moment setrvačnosti okolo osy z
λ	Podélný skluz pneumatiky
α	Příčný skluz pneumatiky
σ^*	Kombinovaný skluz pneumatiky
μ	Koeficient tření pneumatiky - podélný
\aleph	Koeficient tření pneumatiky - příčný
l	Rozvor náprav
w, t	Rozchod kol
α	Směrová odchylka rychlosti v těžišti
ψ	Úhel stáčení vozidla
δ_F	Natočení virtuálního kola přední nápravy
δ_R	Natočení virtuálního kola zadní nápravy

φ	Úhel pootočení hnaného kola
ϵ	Malá konstanta proti dělení 0
v_{wxi}	Rychlost poloosy nápravy kola i
δ_i	Natočení i -tého kola
u	Lokální rychlost vozidla v ose x
v	Lokální rychlost vozidla v ose y
$\mathbf{R}_{\mathbf{LG}}^{\mathbf{T}}$	Rotační transformační matice z l.s.s do g.s.s
F_x	Podélná hnací síla působící ve styku kola s vozovkou
F_y	Příčná síla působící ve styku kola s vozovkou
$H_{p,z}$	Podélná hnací síla působící ve styku kola s vozovkou - přední/zadní náprava
$S_{p,z}$	Příčná síla působící ve styku kola s vozovkou - přední/zadní náprava
b_k	Viskózní tlumení rotace kola okolo osy y
J_k	Moment setrvačnosti kola okolo osy y
J_z	Moment setrvačnosti okolo osy z
ε	Úhel stáčení vozidla okolo osy z

Seznam obrázků

3.1	Rovinný manipulátor - holonomní systém [4]	35
3.2	Automobil - neholonomní systém [4]	36
3.3	Značení veličin na pseudobicyklu	37
3.4	Neholonomní kinematický model - Matlab/Simulink	40
3.5	Trajektorie jízdy vozidla	41
3.6	Kinematika vozidla 2WS	42
3.7	Kinematika vozidla 4WS	43
3.8	Kinematický řetězec servo - kolo	47
4.1	Schématicky znázorněný holonomní model	51
4.2	Určení skluzové úchytky	54
4.3	Porovnání různých modelů výpočtu koeficientu tření	57
4.4	Implementovaný lineární prostorový model v Simulinku	59
4.5	Odezvy lineárního prostorového modelu	60
4.6	Nelineární rovinný model vozidla	61
4.7	Implementovaný nelineární rovinný jednostopý model v Simulinku	63
4.8	Odezvy nelineárního rovinného jednostopého modelu vozidla na řízení	64
4.9	Implementovaný nelineární rovinný dvoustopý model v Simulinku	65
4.10	Odezvy nelineárního rovinný dvoustopý modelu na řízení	66
4.11	Nelineární rovinný dvoustopý model vozidla	68
4.12	Kammova kružnice	70
4.13	Vývojový diagram výpočtu skluzu	71
4.14	Určení vertikálních reakcí sil na pneumatikách - boční pohled	72
4.15	Určení vertikálních reakcí sil na pneumatikách - čelní pohled	72
5.1	Odezvy simulovaných a měřených veličin DC motoru na různé vstupní signály	76
5.2	Experimentální průběhy podélné síly F_x v čase na předních hnaných kolech	79
5.3	Koeficient tření v závislosti na skluzu - Pacejka formula - odhadovaný parametry	80
5.4	Porovnání změřeného a vypočteného zrychlení ve směru X	81

5.5	Porovnání změřeného a vypočteného zrychlení ve směru Y	82
5.6	Porovnání změřeného a vypočteného úhlové rychlosti ve okolo osy Z .	83
5.7	Porovnání rychlosti vozidla z modelu a z experimentálního vozidla <i>CAR4</i>	84
5.8	Porovnání rychlosti kol z modelu a z experimentálního vozidla <i>CAR4</i>	85
5.9	Porovnání skluzu kol v modelu a na experimentálním vozidle <i>CAR4</i> .	86
5.10	Porovnání podélné síly F_x v modelu a na experimentálním vozidle <i>CAR4</i>	87
5.11	Porovnání podélného zrychlení v lokální ose vozidla X v modelu a na experimentálním vozidle <i>CAR4</i>	88
5.12	Porovnání příčného zrychlení v lokální ose vozidla Y v modelu a na experimentálním vozidle <i>CAR4</i>	89
6.1	Schéma zapojení systému ABS / ASR do řízení	93
6.2	Rychlost předního hnaného a zadního nehnaného kola s/bez ASR/ABS na povrchu s koeficientem povrchu 1	96
6.3	Rychlost předního hnaného a zadního nehnaného kola s/bez ASR/ABS na povrchu s koeficientem 0.45	96
6.4	Skluz předního hnaného a zadního nehnaného kola s/bez ASR/ABS na povrchu s koeficientem 1	97
6.5	Skluz předního hnaného a zadního nehnaného kola s/bez ASR/ABS na povrchu s koeficientem 0.45	97
6.6	Rychlost těžiště vozidla s/bez ASR/ABS na povrchu s koeficientem 1/0.45	98
6.7	Akční zásahy ASR/ABS pro regulátor proudu pro koeficienty povrchu 1/0.45	99

Seznam tabulek

3.1	Výhody a nevýhody kinematického řízení robotu	34
3.2	Poloha ICR ve vztahu k vozidlu	44
4.1	Shrnutí výhod a nevýhod holonomního a neholonomního modelu . . .	50
4.2	Koeficienty Burckhardtova modelu v závislosti na povrchu [22]	55
4.3	Tabulka výhod a nevýhod modelů dle Vlka	65
5.1	Seznam veličin DC motoru	75
5.2	Nalezené parametry DC motoru	76
5.3	Tabulka měřených veličin při experimentech	78
5.4	Tabulka odhadnutých koeficientů pneumatiky	80
6.1	Podmínky zapnutí/vypnutí systémů ABS/ASR	93
6.2	Definované požadavky na systém ABS / ASR	94
6.3	Parametry diskrétního PID regulátoru pro $T_s = 0.001$	94
6.4	Parametry diskrétního PID regulátoru pro $T_s = 0.001$	95

A Matematický popis modelů

A.1 Lineární prostorový model 4WS vozidla

$$\alpha_p = -\alpha - \frac{l_p \dot{\varepsilon}}{v} + \beta_p \quad (\text{A.1})$$

$$\alpha_z = -\alpha + \frac{l_z \dot{\varepsilon}}{v} + \beta_z \quad (\text{A.2})$$

$$\dot{S}_{\alpha_p} = \frac{(C_{\alpha_p} \alpha_p - S_{\alpha_p}) C_{S_p} v}{C_{\alpha_p}} \quad (\text{A.3})$$

$$\dot{S}_{\alpha_z} = \frac{(C_{\alpha_z} \alpha_z - S_{\alpha_z}) C_{S_z} v}{C_{\alpha_z}} \quad (\text{A.4})$$

$$S_{\xi_p} = -C_{\xi_p} \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \psi} \right)_p \psi \quad (\text{A.5})$$

$$S_{\xi_z} = -C_{\xi_z} \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \psi} \right)_z \psi \quad (\text{A.6})$$

$$\ddot{\psi} = \frac{-C_\psi \dot{\psi} + K_\psi \psi (h_\psi - 1) + h_\psi (S_{\alpha_p} + S_{\alpha_z} + S_{\xi_p} + S_{\xi_z}) + \frac{2J_k v}{rd} (2\dot{\varepsilon} + \dot{\beta}_p + \dot{\beta}_z)}{J_\psi} \quad (\text{A.7})$$

$$\dot{\alpha} = -\dot{\varepsilon} + \frac{m_\psi h_\psi \ddot{\psi} + S_{\alpha_p} + S_{\alpha_z} + S_{\xi_p} + S_{\xi_z} + k_n v w_y}{mv} \quad (\text{A.8})$$

$$\ddot{\varepsilon} = \frac{1}{J_z} ((l_p - n_{\alpha_p}) S_{\alpha_p} - (l_z - n_{\alpha_z}) S_{\alpha_z} + (l_p - n_{\xi_p}) S_{\xi_p} - (l_z - n_{\xi_z}) S_{\xi_z} + k_m v w_y + \frac{2J_k v}{rd} ((\frac{\partial \varepsilon}{\partial \psi})_p + (\frac{\partial \varepsilon}{\partial \psi})_z) \dot{\psi}) \quad (\text{A.9})$$

$$\ddot{\beta}_p = \frac{M_{S_p} - b_\beta \dot{\beta}_p}{J_o} \quad (\text{A.10})$$

$$\ddot{\beta}_z = \frac{M_{S_z} - b_\beta \dot{\beta}_z}{J_o} \quad (\text{A.11})$$

$$\ddot{y} = v(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon}) \quad (\text{A.12})$$

A.2 Nelineární rovinný dvoustopý model 4WS vozidla

$$\alpha_p = -\alpha - \frac{l_p \dot{\varepsilon}}{\max(|v|, \text{eps})} + \beta_p \quad (\text{A.13})$$

$$\alpha_z = -\alpha + \frac{l_z \dot{\varepsilon}}{\max(|v|, \text{eps})} + \beta_z \quad (\text{A.14})$$

$$\Delta Z_p = \frac{m_k v^2}{R} \left(\frac{l_z p_p}{l t_p} + \frac{C_p}{C_p + C_z - m_k g h_0} \right) \frac{h_0}{t_p} - \frac{m_p h_p}{m_k t_p} \quad (\text{A.15})$$

$$\Delta Z_z = \frac{m_k v^2}{R} \left(\frac{l_p p_z}{l t_z} + \frac{C_z}{C_p + C_z - m_k g h_0} \right) \frac{h_0}{t_z} - \frac{m_z h_z}{m_k t_z} \quad (\text{A.16})$$

$$Z_1 = \frac{1}{2} m g \frac{l_z}{l} - \Delta Z_p \quad (\text{A.17})$$

$$Z_2 = \frac{1}{2} m g \frac{l_p}{l} - \Delta Z_z \quad (\text{A.18})$$

$$Z_3 = \frac{1}{2} m g \frac{l_z}{l} + \Delta Z_p \quad (\text{A.19})$$

$$Z_4 = \frac{1}{2} m g \frac{l_p}{l} + \Delta Z_z \quad (\text{A.20})$$

$$\lambda_i = \frac{\dot{\varphi}_i R - v}{\max(|v|, |\dot{\varphi}_i R|, \text{eps})} \quad (\text{A.21})$$

$$\mu_i = D \sin (C \arctan (B \lambda_i - E (B \lambda_i - \arctan (B \lambda_i)))) \quad (\text{A.22})$$

$$\xi_{1,3} = D \sin (C \arctan (B \alpha_p - E (B \alpha_p - \arctan (B \alpha_p)))) \quad (\text{A.23})$$

$$\xi_{2,4} = D \sin (C \arctan (B \alpha_z - E (B \alpha_z - \arctan (B \alpha_z)))) \quad (\text{A.24})$$

$$S_i = Z_i \xi_i \eta_i \quad (\text{A.25})$$

$$H_i = Z_i \mu_i \eta_i \quad (\text{A.26})$$

$$\dot{v} = \frac{1}{m \cos(\alpha)} \left(m v (\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon}) \sin(\alpha) - (S_1 + S_3) \sin(\beta_p) - (S_2 + S_4) \sin(\beta_z) \right. \\ \left. + (H_1 + H_3) \cos(\beta_p) + (H_2 + H_4) \cos(\beta_z) - O_v \right) \quad (\text{A.27})$$

$$\begin{aligned}\dot{\alpha}_v = -\dot{\varepsilon} + \frac{1}{mv \cos(\alpha)} \Big(& -m\dot{v} \sin(\alpha) + (S_1 + S_3) \cos(\beta_p) - (S_2 + S_4) \cos(\beta_z) \\ & + (-H_1 + H_3) \sin(\beta_p) + (-H_2 + H_4) \sin(\beta_z) + N \Big)\end{aligned}\tag{A.28}$$

$$\begin{aligned}\ddot{\varepsilon} = \frac{1}{J_z} \Big(& (S_1 + S_3) l_p \cos(\beta_p) - (S_2 + S_4) l_z \cos(\beta_z) + S_1 \frac{t_p}{2} \sin(\beta_p) + S_2 \frac{t_z}{2} \sin(\beta_z) \\ & - S_3 \frac{t_p}{2} \sin(\beta_p) - S_4 \frac{t_z}{2} \sin(\beta_z) + (H_1 + H_3) l_p \sin(\beta_p) - (H_2 + H_4) l_z \sin(\beta_z) \\ & + (-H_1 + H_3) \frac{t_p}{2} \cos(\beta_p) + (-H_2 + H_4) \frac{t_z}{2} \cos(\beta_z) + Ne \Big)\end{aligned}\tag{A.29}$$

$$\ddot{\beta}_p = \frac{1}{J_o} (M_{hp} - b_\beta \dot{\beta}_p)\tag{A.30}$$

$$\ddot{\beta}_z = \frac{1}{J_o} (M_{hz} - b_\beta \dot{\beta}_z)\tag{A.31}$$

$$y = v(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon})\tag{A.32}$$

A.3 Nelineární rovinný model 4WS vozidla

$$\dot{v} = \frac{mv(\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon})\sin(\alpha) - S_p\sin(\beta_p) + H_p\cos(\beta_p) - S_z\sin(\beta_z) + H_z\cos(\beta_z) - O_v}{m\cos(\alpha)} \quad (\text{A.33})$$

$$\dot{\alpha} = -\varepsilon + \frac{m\dot{v}\sin(\alpha) + S_p\cos(\beta_p) + H_p\sin(\beta_p) + S_z\cos(\beta_z) + H_z\sin(\beta_z)}{mv\cos(\alpha)} \quad (\text{A.34})$$

$$\ddot{\varepsilon} = \frac{S_pl_p\cos(\beta_p) + H_pl_p\sin(\beta_p) - S_zl_z\cos(\beta_z) + H_zl_z\sin(\beta_z)}{J_z} \quad (\text{A.35})$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{M_h - b_k\dot{\phi}_p - H_pR}{J_k} \quad (\text{A.36})$$

$$N_p = mg \frac{l_p}{l_p + l_z} \frac{t_z}{t_p + t_z} \quad (\text{A.37})$$

$$N_z = mg \frac{l_z}{l_p + l_z} \frac{t_p}{t_p + t_z} \quad (\text{A.38})$$

B Nastavení Parameters Estimations

Při práci s velmi užitečným a kvalitním nástroj Simulinku Parameters Estimations zjistíme, že úlohy nekonvergují vždy tak snadno, jak je ukázáno v ukázkových příkladech. Důvodů je hned několik a pokusíme se je zde objasnit:

1. **Více naměřených sad vstupních a výstupních dat** Pro efektivní a rychle získané výsledky je vhodné zvolit minimálně tři sady dat mě se velmi osvědčili následující sady:
 - (a) Pomalá statická charakteristika např. (sinusovka, rampa) - umožňuje zjistit pomalu měnící se vlivy, statické vlastnosti soustavy
 - (b) Odezva na skok - umožňuje nám zjistit dynamické vlastnosti soustavy (moment setrvačnosti, ...)
 - (c) Odezva na náhodný signál - je nutné zvolit vhodnou frekvenci $f = \frac{1}{4\tau}$ změny náhodného signálu, aby soustava stihla reagovat. τ je časová konstanta mechanické soustavy. Tato sada dat výrazně snižuje riziko uvážnutí odhadu parametru v lokálním minimu, případně nekonvergence řešení.
2. **Správné nastavení počátečních podmínek (parametrů)** V záložce *Variables* je důležité zvolit co nejmenší rozsah hledaných parametrů, optimalizační metody, které nástroj využívá s těmito rozsahy pracují a pokud je zvolen příliš velký hrozí riziko uvážnutí řešení v lokálních extrémech. Velmi doporučují volit rozsahy v mezích platnosti fyzikálních zákonů, např. odpor - R nemůže nabývat záporných hodnot. Pokud to nástroji neřekneme bude hledat řešení i pro záporné hodnoty odporu R , to je ovšem nesmyslné.
3. **Nastavení optimalizace** Pro většinu pokusů, které jsem s nástrojem vykonával se mi osvědčilo:
 - (a) Používat stejný řešič a typ kroku jako při měření dat - někdy to pak dává nesmyslné výsledky
 - (b) Pokud úloha nekonverguje vyzkoušet jiný algoritmus
 - **Gradientní algoritmus** často uvízne v lokálním extrému, obzvlášť pokud zvolíme větší počet parametrů a jejich velký rozsah.
 - **Nelineární metoda nejmenších čtverců** druhá nejpoužívanější metoda, která většinou vede k tíženému cíli.
 - **Pattern search, Simplex search** (vzorové hledání, případně jednoduché hledání) mi při běžných úlohách blíže k výsledku nedovedli. Mnohem důležitější byla volba vhodné cenové funkce. Ovšem pokud už si nevíte rady, doporučuji vyzkoušet toto nastavení: (Algorithm - Pattern search, Search method - genetic algorithm, iterations - 10). Pro

složitější úlohy je sice časově náročné, ale většinou vás dovede k úspěšnému cíli.

- (c) Volba cenové funkce - velmi výrazně ovlivňuje rychlost a konvergenci výpočtu.
 - (d) Ostatní změny parametrů nemají více méně žádný vliv na konvergenci odhadu parametrů.
4. **Iterativní přístup** Pokud vaše úloha selže, postupujte iterativně. Nechávejte odhadovat vždy jen jeden nebo dva parametry a ostatní nechte konstantní. To, že nejsou nastaveny správně vám nevadí. Postupně docílíte k výraznému zmenšení rozsahu hledaného řešení a máte i vhodnější počáteční podmínky pro finální odhad parametrů. Tímto způsobem vyřešíte úlohu rychleji a lépe než složitým experimentováním s metodami a různými nastaveními. Velmi důležitý je inženýrský odhad jakých hodnot může parametr nabývat (např. rotace desky - znám moment motoru a změřím zrychlení, pokud tedy zanedbám tření a tlumení můžu snadno dopočítat moment setrvačnosti desky. Tuto hodnotu pak použiji jako počáteční odhad pro estimaci.)

C Přílohy na CD

Hlavní dokument

- DP 2010 Jasansky Michal screen.pdf
- DP 2010 Jasansky Michal print.pdf

Modely

- Kinematika
 - 2WS
 - 4WS
 - Neholonomní kinematika
- Dynamika
 - Neholonomní dynamika
 - Modely pneumatik
 - Modely VLK
 - Nelineární rovinný model 4WS Nielsen
 - * Lineární prostorový model 4WS
 - * Nelineární rovinný jednostopý model 4WS
 - * Nelineární rovinný dvoustopý model 4WS
- Experimenty
- ABS/ASR

Naměřená data

- Estimace parametrů pneumatik