

VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ

Edice Habilitační a inaugurační spisy, sv. 503

ISSN 1213-418X

Petr Porteš

VYUŽITÍ

MATEMATICKÝCH MODELŮ VOZIDEL

K ANALÝZE MĚŘENÝCH DAT

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
Fakulta strojního inženýrství
Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Ing. Petr Porteš, Ph.D.

**VYUŽITÍ MATEMATICKÝCH MODELŮ VOZIDEL
K ANALÝZE MĚŘENÝCH DAT**

UTILISATION OF MATHEMATICAL VEHICLE MODELS
IN ANALYSIS OF MEASURED DATA

ZKRÁCENÁ VERZE HABILITAČNÍ PRÁCE
OBOR: KONSTRUKČNÍ A PROCESNÍ INŽENÝRSTVÍ



BRNO 2015

KLÍČOVÁ SLOVA

matematické modelování, multibody, analýza dat, měření, dynamika vozidel, traktor, třibodový závěs.

KEYWORDS

mathematical modelling, vehicle models, multibody, data analysis, measurement, vehicle dynamics, tractor, three-point hitch.

MÍSTO ULOŽENÍ PRÁCE:

Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně

Obsah

AUTOR.....	4
1 ÚVOD	5
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	5
3 CÍLE.....	7
4 METODA.....	7
5 APLIKACE METODY	11
5.1 Určení silových účinků působících na traktor.....	11
5.1.1 Multibody model traktoru s třibodovým závěsem	11
5.1.2 Experimentální ověření modelů	14
5.1.3 Měření a analýza dat pomocí multibody modelu.....	15
5.2 Určení dynamických stavů vozidla na základě měřených signálů.....	16
5.2.1 Experimentální vozidlo a měřicí systém	16
5.2.2 Multibody model vozidla	18
5.2.3 Využití měřených signálů k určení kinematického stavu vozidla.....	20
5.2.4 Využití měřených signálů k určení dynamického stavu vozidla.....	22
5.2.5 Měření a analýza dat využitím multibody modelu vozidla.....	24
6 ZÁVĚR.....	25
7 PŘÍNOS PRÁCE.....	27
8 NÁMĚTY NA DALŠÍ ROZŠÍŘENÍ	28
9 LITERATURA.....	29
10 ABSTRAKT.....	34
11 ABSTRACT.....	34



AUTOR

Ing. Petr Porteš, Ph.D.

Současné pracovní zařazení

Univerzita: Vysoké učení technické v Brně

Fakulta: Fakulta strojního inženýrství

Pracoviště: Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Zařazení: Vedoucí Odboru automobilů a traktorů

Vzdělání a akademická kvalifikace

1988, Ing., Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, obor Dopravní a manipulační technika

1997, Ph.D., Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně, obor Konstrukční a procesní inženýrství

Přehled zaměstnání

1988 – 1990, samostatný vědecký pracovník, Ústav pro výzkum motorových vozidel, Praha

1992 – dosud, odborný asistent, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, VUT v Brně

2014 – dosud, vedoucí Odboru automobilů a traktorů, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, VUT v Brně

Pedagogická činnost

Vedení diplomových prací z oboru spalovacích motorů a vozidel

Školitel specialista doktorských prací z oboru spalovacích motorů a vozidel

Vyučované předměty: Dynamika vozidel (QDY), Virtuální prototypy (QVP),

Diplomový projekt I (QDD), Diplomový projekt (QDP), Ročníkový projekt MV (QR1)

Vědeckovýzkumná činnost

Dynamika vozidel. Matematické modelování a experimentální metody. Vývoj závodních automobilů (World Rally Championship, Intercontinental Rally Challenge).

Univerzitní aktivity

1998 – dosud, odborný garant programového systému MSC ADAMS pro VUT

1999 – 2008, člen akademického senátu FSI VUT

Projekty

1995, Počítačová podpora inženýrských výpočtů v oblasti mechaniky a elektromechaniky,

Projekt FRVŠ (č.j.f. 0694/1995), spoluřešitel

2000 – 2002, Teoretická východiska pro optimalizaci jízdních vlastností a bezpečnosti soudobých motorových vozidel. Projekt GA ČR 101/00/P098, řešitel

2003, Komplexní grafické pracoviště. Projekt FRVŠ 957, spoluřešitel

2005 – 2011, Simulační modelování mechatronických soustav. Výzkumný záměr MŠMT ČR MSM0021630518, člen řešitelského týmu

2009 – 2018, NETME Centre, MŠMT OP VaVpI, člen řešitelského týmu Divize letadlové a automobilní techniky

2012 – 2017 Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka. Projekt TAČR TE01020020

2014 – 2015 Posilování právní jistoty při technickém posuzování dopravních nehod s chodci za snížené viditelnosti. Projekt TAČR TD020239, spoluřešitel

1 ÚVOD

Multibody modely se uplatňují při vývoji výrobků v celé řadě aplikací. Přes jejich široké nasazení zůstává opomíjena velmi významná oblast, kde by využití multibody modelů v kombinaci s měřenými daty mělo podstatný vliv na úroveň vývojového procesu. Jedná se o etapu, při níž je výrobek (vozidlo, traktor) nebo jeho prototyp již vyroben a realizují se jízdni testy zaměřené na finální doladění parametrů s ohledem na jeho provozní vlastnosti.

V současnosti tento proces probíhá na základě subjektivního hodnocení zkušebního řidiče. K objektivizaci výsledků se používá měřicí technika. Ta slouží nejen ke změření posuzovaných hodnot, ale i k analýze dějů probíhajících během sledovaných manévrů. Analýza těchto dat probíhá zpravidla na úrovni jednotlivých signálů nebo skupin signálů. Výsledný děj si skládá zkušební inženýr ve své mysli na základě znalosti teorie a zkušeností. Jedná se tedy spíše jen o kvalitativní analýzu, a to relativně nepřesnou (závislou na úrovni úsudku zkušební inženýra), než o exaktní analýzu dějů. Kvantitativní posouzení se děje na základě porovnání měřených signálů z předchozích testů. Nedokonalost současného procesu je navíc umocněna tím, že měřené signály často neobsahují ty veličiny, které jsou z hlediska posuzovaného děje klíčové. Jedná se zpravidla o veličiny, které je obtížné měřit nebo jejich měření je velmi nákladné. Je sice snahou vypočítat tyto hodnoty pomocí matematicko-fyzikálních vztahů, ale pokud se vůbec použijí, jedná se o vztahy velmi zjednodušené, s málo parametry. Výsledkem jsou spíše odhady veličin než jejich přesné hodnoty. Proto by bylo velmi účelné najít způsob, jak vhodně kombinovat měřená data s detailními multibody modely.

Pokud by se podařilo vhodným způsobem využít multibody modelů v kombinaci s měřenými daty, znamenalo by to pro etapu testování mobilních prostředků velmi významný přínos a to z řady důvodů. Bylo by možné využít multibody modely, vytvořené v předešlých etapách vývoje, včetně jejich parametrů. Nasazení těchto modelů by umožnilo detailní analýzu sledovaného manévru, výpočtem stanovit hodnoty řady neměřených veličin a to s ohledem na detailnost modelu velmi přesně bez řady zjednodušení. Pro analýzu dějů by mohlo být využito často velmi propracovaných uživatelských rozhraní multibody programů a jejich prostředků na zpracování výsledků, jako jsou grafická prostředí pro animaci dějů, tvorbu grafů, atd. V neposlední řadě by bylo možné jednodušším způsobem verifikovat simulační modely a odhalit části modelů, které nejsou modelovány správně nebo mají nesprávné hodnoty parametrů.

Tato práce se proto zaměřuje na využití multibody modelů pro analýzu měřených dějů. Za tímto účelem je v práci upraven multibody formalismus a jeho modelovací prvky, s cílem umožnit efektivní propojení měřených dat s multibody modelem. Vzhledem k tomu, že výtěžnost (úspěšnost) tohoto postupu do značné míry závisí na způsobu, jakým je multibody model sestaven a svázán s měřenými daty, jsou v práci uvedeny dvě aplikace prezentovaného přístupu. První je zaměřena na analýzu traktoru při orbě a druhá na analýzu stavů vozidla během jízdni testů.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Nejpodrobnější popis mechanismů vozidla představují modely, označované v zahraničí přívlastkem multibody (MB). Při tomto přístupu se modeluje každý komponent vozidla jako tuhé nebo pružné těleso. Tělesa jsou vzájemně vázána kinematickými dvojicemi nebo nehmotnými silovými prvky. Soustava může dále obsahovat speciální prvky, např. model pneumatiky. Využívá se lokálních souřadných systémů pohybujících se spolu s tělesy a nepohybujícího se základního (globálního) souřadného systému. Jelikož sestavování pohybových rovnic je pro tak detailní popis velmi náročné, byly vytvořeny tzv. multibody metody a na základě nich tzv. multibody programy, které formulují pohybové rovnice automaticky. Přehled obecných MB formalismů a programů je možné získat z [1],[2]. O MB formalismech v oblasti vozidel pojednávají referáty zaměřené přehledově [3],[4],[5] a práce orientované na konkrétní software [6],[7],[8].

Vývoj MB formalismů směřuje k dalšímu zobecnění modelů a k rozšíření typů úloh, které lze těmito software řešit. Důležitým zobecněním modelu je začlenění pružných těles [9] a kontaktů těles do modelu mechanického systému [10], [11].

Typickým příkladem kontaktů v oblasti dynamiky vozidel je kontakt pneumatiky s vozovkou. Součástí modelů pneumatik je řešení geometrie kontaktu a stanovení kontaktních sil. V průběhu posledních šedesáti let byla vyvinuta celá řada modelů pneumatik, které se liší ve způsobu modelování [12]:

Jednoduché modely pneumatik: Model svislých pohybů tvoří lineární nebo nelineární pružina a tlumič. Horizontální síly jsou počítány na základě lineárních vztahů mezi skluzem a silou.

Empirické modely: Modely jsou založeny na nelineární matematické aproximaci (regresi) nebo interpolaci dat měřených během testů pneumatiky na speciálních měřicích zařízeních.

Fyzikální modely: Modely popisují kinematiku a dynamiku kontaktu kola velmi detailně na základě fyzikálních zákonů.

Modely sestavené metodou konečných prvků: Síť konečných prvků zahrnuje jak kompletní strukturu pneumatik, tak i stlačený vzduch.

Typickými zástupci modelů pneumatik jsou kartáčové modely (brush models) [13] až [18], modely založené na normalizaci dat [19], [20], modely založené na Magic formuli [12]. Velmi využívané v současné době jsou modely SWIFT [21] a FTIRE [22], [23], případně sada modelů pneumatik označovaných jako CDTire pro aplikace v oblasti komfortu, životnosti a trvanlivosti [24] nebo model TMeasy [25]. Relativně nový je model TameTire [26] zaměřený na přesný popis přechodového chování jak mechanického, tak teplotního modelu.

Další zobecnění popisu mechanického systému [10] představují modelovací prvky obsahující vnitřní stavové rovnice popisující jejich vnitřní dynamiku, např. silové prvky regulačních a hydraulických součástí a některé modely pneumatik.

V dnešní době se stále více využívá MB modelů během vývoje systémů obsahujících řízení v uzavřené smyčce a v průběhu jejich testování. Typickým příkladem může být vývoj elektronických systémů vozidel (ABS, ESP, Torque Vectoring, ...), ale i zkušebních zařízení, jako jsou různé typy dynamometrů (motorový, vozidlový nebo tlumičový), kdy je potřeba řídit stav testovaného systému v závislosti na budicích signálech. Další typickou aplikací jsou jízdni simulátory. Pro tyto účely jsou vyvinuty hardwarové a softwarové nástroje, které umožňují testování v reálném čase (real time test) na úrovni celého systému (system level testing) a na úrovni jednotlivých komponent (component level testing) [27]. Aby bylo možné využít MB modely i v těchto aplikacích, ve kterých je na výpočet nového stavu systému omezený výpočtový čas, je snahou sestavit popis mechanického systému způsobem, kterým lze dosáhnout úspory výpočtového času [10], [28], [29] a [30]. Model je zaváděn do systému reálného času v přeloženém stavu (compiled) a musí obsahovat rovněž integrační metodu.

V průběhu let vzniklo mnoho MB kódů: ADAMS [31] až [35], DADS [1], AUTOSIM [8], [28], [36], MESA-VERDE [1], NEWEUL [3], MEDYNA [3], [37], COMPAMM [1], SIMPACK [38], [39], [40], FASIM [7],[41], NUBEMM [6]. Speciální moduly pro modelování MB systémů obsahují i softwary orientované obecněji na matematické modelování a na regulaci. Např. Matlab/Simulink je rozšířen o toolbox SimMechanics [42], Modelica obsahuje knihovnu zaměřenou na multibody systémy [43], která je v současnosti zahrnuta do standardní knihovny Modelica Standard Library, viz [44] resp. [45].

V průběhu vývoje MB programů se mění i požadavky, které jsou na ně kladeny. V současné době probíhá začleňování MB software do procesu virtuálního návrhu zahrnujícího řadu nástrojů, které spolu musí komunikovat a vyměňovat si informace prostřednictvím programových rozhraní. Dále probíhá proces přizpůsobování se specifickým potřebám uživatele a průmyslových organizací [46].

Odrážem tohoto úsilí je Functional Mock-up Interface (FMI). Jedná se o standard pro podporu vzájemného sdílení modelů a jejich ko-simulace. Pro tyto účely se ve standardu, který je nezávislý

na nástroji (software), využívá kombinace XML souborů a kompilovaného C-kódu, viz [47]. První verze, FMI 1.0, byla vydána v roce 2010.

Alternativou k analýze stavů vyvíjeného mobilního kolového prostředku pomocí simulačních modelů je analýza měřených dat získaných během jeho testů. Oproti simulačním modelům, které je možné použít ještě před tím, než je vozidlo vyrobeno, je tento přístup možno aplikovat až na hotovém voze. To však nesnižuje jeho významnost. Hotový výrobek nebo prototyp je odlišný od svého modelu. Nejedná se jen o zjednodušení modelu, ale i o nepřesnosti a změny vzniklé během výroby. Měření a následná analýza dat tak může odkrýt řadu chyb a závad. I malá změna jednoho nebo více parametrů vozidla může mít podstatný vliv na chování vozidla. Proto je etapa testování výrobku nebo jeho prototypu podstatnou součástí vývojového procesu.

3 CÍLE

Cílem práce je systematické využití MB modelů k analýze měřených dat. Navržená metoda by měla umožnit:

- získání maxima užitečných informací o analyzovaném měřeném ději
- výpočet veličin, které nejsou nebo nemohou být měřeny
- nahrazení veličin subsystémů, které nejsou modelovány měřenými signály
- vizualizaci měřených stavů
- analýzu měřených dějů na úrovni srovnatelné se simulačními modely
- zjednodušení procesu verifikace MB modelů (není bezprostřední náplní této práce)
- identifikaci parametrů a odhad stavů na různých úrovních (není bezprostřední náplní této práce)

Za tímto účelem byly stanoveny následující konkrétní cíle:

- provést úpravu multibody formalismu
- navrhnout způsob integrace modelu s měřenými daty
- užitečnost metody demonstrovat na reálných aplikacích

4 METODA

Popisovaná metoda vychází z multibody formalismu sestaveného autorem a popsaného v práci [48]. MB formalismus slouží jak k sestavení pohybových rovnic (1) pro mechanické systémy obsahující pouze otevřené kinematické řetězce

$$\mathbf{K}_0 \mathbf{s} = \mathbf{p}_0 \quad (1)$$

kde matice soustavy

$$\mathbf{K}_0 = \sum_{i=1}^N (\mathbf{W}^i)^T \mathbf{M}^i \mathbf{W}^i \quad (2)$$

a vektor pravých stran

$$\mathbf{p}_0 = -\sum_{i=1}^N (\mathbf{W}^i)^T \mathbf{M}^i \mathbf{\kappa}^i - \sum_{i=1}^N (\mathbf{W}^i)^T \mathbf{b}^i + \sum_{i=1}^N (\mathbf{W}^i)^T \mathbf{f}_p^i \quad (3)$$

tak pro sestavení pohybových rovnic mechanismů obsahujících i uzavřené kinematické řetězce

$$\mathbf{K}_u \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{p}_u \quad (5)$$

kde

$$\mathbf{K}_u = \mathbf{S}^T \mathbf{T}^T \mathbf{K}_0 \mathbf{T} \mathbf{S} \quad (6)$$

a vektor jejich pravých stran

$$\mathbf{p}_u = -\mathbf{S}^T \mathbf{T}^T \mathbf{K}_0 \mathbf{T} \mathbf{L} + \mathbf{S}^T \mathbf{T}^T \mathbf{p}_0 \quad (7)$$

Současně se systémem pohybových rovnic (1) nebo (5) je nutné řešit i nelineární soustavu vazebních rovnic

$$\mathbf{f}(\mathbf{s}, t) = \mathbf{0} \quad (8)$$

Sestavení pohybových rovnic rozsáhlejších mechanických systémů může být při detailním popisu velmi obtížné. Aby se usnadnilo sestavování všech potřebných rovnic, je matematický popis mechanismu tvořen prostřednictvím modelovacích prvků. Těmito prvky jsou kinematické dvojice, s jejichž využitím se spojují jednotlivá tělesa v otevřené kinematické řetězce a kinematické vazby (pozn. jde o pracovní název), s jejichž pomocí je možné otevřené kinematické řetězce svázat v uzavřené kinematické řetězce. Prostřednictvím silových prvků se popisuje působení silových účinků na mechanickou soustavu. Každý typ je zastoupen několika prvky, jejichž volba je vedena snahou usnadnit sestavení modelu mechanického systému mobilních kolových prostředků.

Metoda využití MB modelů pro určení jízdního stavu vozidla na základě měřených signálů během jízdy upravuje proces měření a analýzy dat dle tab. 1.

Tab. 1. Postup měření a analýzy dat s využitím multibody modelů

Krok	Popis	Zařízení nebo nástroj
1	Instalace měřicího systému na vozidlo. Tento krok není vynucen popisovaným postupem, ale provádí se na různé úrovni při každém měřeném testu.	vozdlo + měřicí systém
2	Měření jízdního manévru se záznamem dat. Tento krok je prováděn při každém měřeném testu.	vozdlo + měřicí systém
3	Úprava a analýza měřených dat. Vyhledávání událostí, filtrace, atd. Tento krok je opět prováděn při každém vyhodnocení měřeného testu.	software pro analýzu dat
4	Příprava vstupních dat pro analýzu pomocí MB modelu. Zahrnuje výběr časového okamžiku nebo časového intervalu, úpravu signálů, filtraci a derivaci signálů vstupujících do modelu. Tento krok je specifický pro navrhovaný postup a zahrnuje rovněž export dat do MB modelu.	software pro analýzu dat
5	Výpočet stavu pomocí MB modelu. Tento krok je specifický pro navrhovaný postup a zahrnuje rovněž export dat zpět do software pro analýzu dat.	MB model

6	Úprava a analýza měřených a vypočtených dat. Jako krok 3, ale s daty doplněnými o výstupy z MB modelu. Rozšíření analýz o animace a speciální grafické výstupy.	software pro analýzu dat software pro animaci jízdy vozidla
7	Úprava nebo změna hodnot některých vstupních signálů nebo parametrů modelu a provedení výpočtu pomocí MB programu. Opakování bodů 4-6 pro vyjádření změny stavu vlivem provedených změn. (Jedná se o možnost, nikoliv o povinný krok.)	stejně prostředky jako v bodech 4-6
8	Simulační výpočet. Vzhledem k tomu, že simulační MB model může mít stejnou datovou strukturu jako model využívaný během testu, je možné provést simulační výpočet zahrnující změny dosažené v předchozích krocích.	MB model

Měřené signály je možné svázat s MB modelem různými způsoby. Záleží vždy na konkrétní měřené veličině a na struktuře MB modelu. Jednoduše lze svázat měřené signály, které jsou přímo nezávislými souřadnicemi modelu nebo jejími prvními nebo druhými derivacemi. V tomto případě se v každém měřeném časovém okamžiku před samotným výpočtem MB modelu přiřadí hodnota měřeného a upraveného signálu (nulté, první nebo druhé derivaci) nezávislé souřadnici.

$$q_i = \text{signál} \quad (9)$$

Signály měřených veličin lze rovněž přiřadit parametrům silových prvků.

$$f_k = \text{signál} \quad (10)$$

Ne vždy je možné použít některé z výše uvedených jednoduchých přiřazení. Složitější je realizace přiřazení signálu veličině, která je výsledkem výpočtu rovnic MB modelu mechanické soustavy. Příkladem je signál ze snímače, který měří v souřadném systému j pevně svázaném s některým z těles (nebo i v jinak definovaném souřadném systému) složku vektoru kinematické veličiny ve směru jednotkového vektoru \mathbf{e}_j

$$\text{signál} = \mathbf{e}_j \cdot \text{vector}(q_i)_j \quad (11)$$

Výsledkem vyhodnocení funkce *vector* je vektorová veličina vyjádřená v souřadném systému j získaná řešením stavu mechanismu pomocí kinematických nebo pohybových rovnic (v závislosti na typu úlohy). q_i je souřadnice, která je pomocí rovnice (11) řešena. Hledanou veličinou nemusí být pouze nezávislá souřadnice, jako v případě podmínky (11), ale i první nebo druhá derivace nezávislé souřadnice. Často se hledá silový účinek, který vyvolal měřený pohyb (zejména zrychlení)

$$\text{signál} = \mathbf{e}_j \cdot \text{vector}(f_k)_j \quad (12)$$

Alternativně ke vztahu (12) se může vyskytovat rovnice

$$\text{signál} = \ddot{q}(f_k)_j \quad (13)$$

To znamená, že se hledá taková velikost parametru silového prvku, jehož účinek způsobí zrychlení (druhou derivací) nezávislé souřadnice, které je rovno měřenému signálu.

Sloučením tří rovnic typu (11), jejichž jednotkové vektory \mathbf{e} jsou vektory os souřadného systému k vyjádřené v souřadném systému j , vznikne rovnice

$$\begin{pmatrix} \text{signál}_a \\ \text{signál}_b \\ \text{signál}_c \end{pmatrix} = \mathbf{C}_{kj} \cdot \text{vector}(q_i)_j \quad (14)$$

kde \mathbf{C}_{kj} je transformační matice ze souřadného systému j do souřadného systému k a signály a až c jsou měřené složky vektoru (funkce vector) v souřadném systému k .

K definování celého stavu modelu je potřeba, pomocí výše uvedených přiřazení a rovnic, určit N_q nezávislých souřadnic, N_q prvních derivací nezávislých souřadnic a N_q druhých derivací nezávislých souřadnic. Je tedy třeba určit $3 \times N_q$ veličin pomocí měřených signálů. Z toho m signálů je přímo přiřazeno pomocí rovnic (9) a (10) k nezávislým souřadnicím a jejich prvním a druhým derivacím nebo k parametrům silových prvků a zbylých n signálů ($n+m=3 \times N_q$) je přiřazeno k veličinám modelu pomocí n obecně nelineárních rovnic

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \quad (15)$$

Řádky soustavy rovnic (15) jsou sestaveny z rovnic (11) až (14).

Kombinaci modelu s měřenými veličinami by usnadnilo, pokud by bylo možné přiřadit měřený signál translačního nebo úhlového zrychlení přímo druhé derivaci nezávislé souřadnice a následně určit velikost síly (tedy velikost parametru silového prvku), která zrychlení vyvolala. Tento postup by byl možný, pokud by se zrychlení nezávislé souřadnice vyskytovalo na pravé straně soustavy rovnic (5), mezi známými hodnotami veličin, a neznámý parametr silového prvku by byl ve vektoru neznámých na levé straně rovnic, mezi neznámými soustavou. Po provedení nezbytných úprav soustavy rovnic (5) se získá požadovaný tvar pohybových rovnic pro výpočet neznámých druhých derivací nezávislých souřadnic a neznámých parametrů silových prvků

$$\begin{pmatrix} \mathbf{K}_{um} & -\mathbf{K}_{fn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{q}_n \\ \mathbf{f}_n \end{pmatrix} = \mathbf{p}_{u1} + \mathbf{p}_{u3} - \mathbf{K}_{uz} \mathbf{q}_z \quad (16)$$

Dynamický stav vozidla odpovídající měřeným hodnotám signálů se získá přímým přiřazením měřených signálů nezávislým souřadnicím (a jejím derivacím) a parametrům silových prvků, řešením soustavy pohybových rovnic (16) doplněných nelineární soustavou vazebních rovnic (8), resp. (17)

$$\mathbf{f}(\mathbf{s}, t) = \mathbf{0} \quad (17)$$

a vnější soustavou rovnic (15), resp. (18)

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \quad (18)$$

5 APLIKACE METODY

V předchozí kapitole byl ukázán způsob, jakým lze efektivně kombinovat měřená data s MB modelem. Využitím MB modelu lze detailně analyzovat stavy měřeného mechanismu. V této kapitole budou uvedeny aplikace, které mají za cíl poukázat na význam popisované metody i způsob jejího použití.

5.1 URČENÍ SILOVÝCH ÚČINKŮ PŮSOBÍCÍCH NA TRAKTOR

Během práce traktoru na poli vznikají vzájemným působením nářadí a půdy silové účinky, které ovlivňují zatížení kol traktoru. Tím se významným způsobem mění podmínky, za kterých je hnací moment motoru využíván pro vývin hnací síly na kolech. Zatížení kol má též vliv na valivé odpory a na zhutnění půdy. Proto má metoda, pomocí které by bylo možné analyzovat zatížení kol nebo dokonce i horizontální síly v kontaktu kola s půdou, velký význam. Na základě těchto analýz by bylo možné optimalizovat řadu parametrů v systému traktor–nářadí–půda. Nejedná se o jednoduchý úkol, jelikož je velmi obtížné věrně modelovat interakci nářadí (pluhu) s půdou. Proto je nutné stanovit silové účinky mezi půdou a nářadím a tím i mezi nářadím a traktorem jiným způsobem. Jednou z možností, jak se s tímto problémem vypořádat, je určit tyto účinky na základě měření sil v třibodovém závěsu.

V této kapitole je ukázáno využití MB modelu v kombinaci se signály z měřicího systému jak pro výpočet průběhu silových účinků mezi půdou a nářadím, tak i sil působících na kolech traktoru během orby.

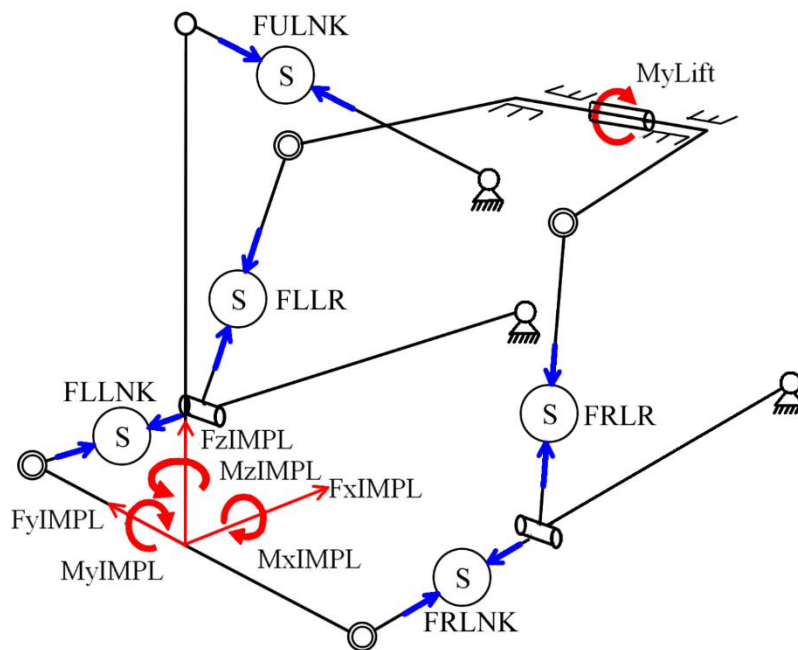
5.1.1 Multibody model traktoru s třibodovým závěsem

Model tvoří dva subsystémy: model třibodového závěsu a model traktoru s nápravami. První slouží k určení působení nářadí prostřednictvím závěsu na traktor a druhý ke stanovení sil v kontaktu kol s půdou. Třibodový závěs je modelován způsobem, který umožňuje zavést do modelu silové účinky dle naměřených hodnot ve snímačích síly.

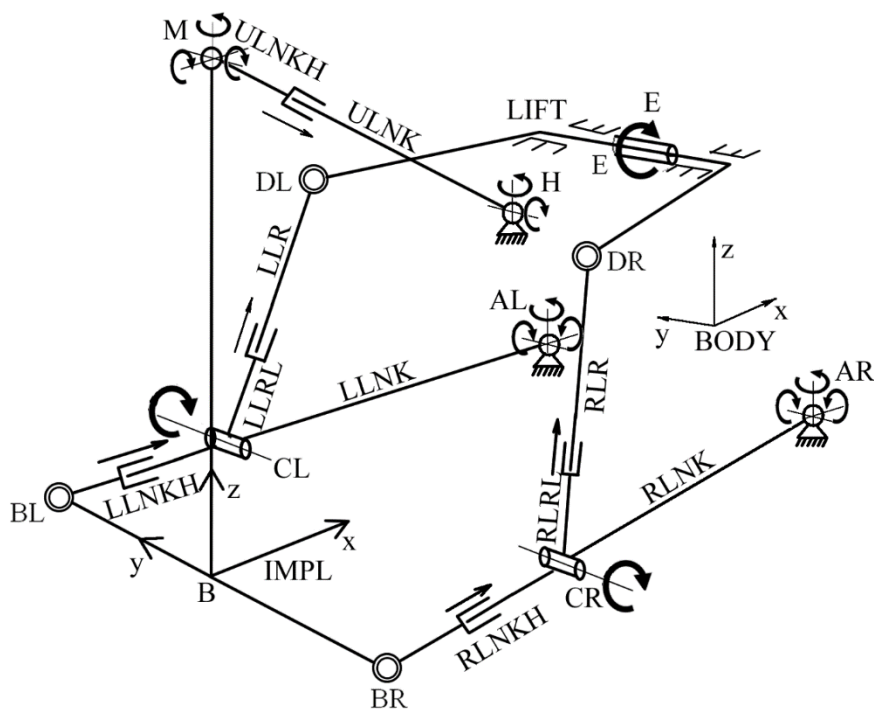
Použitý měřicí systém pro měření sil v třibodovém závěsu (TBZ) snímá pomocí pěti senzorů následující síly v táhlech třibodového závěsu: sílu v pravém zvedacím táhle (FRLR), sílu v levém zvedacím táhle (FLLR), sílu v pravém dolním táhle (FRLNK), sílu v levém dolním táhle (FLLNK), sílu v horním táhle (FULNK). Snímače jsou umístěny na závěsu dle obr. 1.

Mechanismy traktoru a třibodového závěsu jsou modelovány s využitím následujících předpokladů: všechna tělesa jsou absolutně tuhá a všechna kloubová spojení jsou bez deformací, vůlí a bez pasivních odporů. Dále je zanedbán vliv zatížení kol na jejich radiální deformaci. Dynamický poloměr kol je v modelu konstantní. Rovněž se předpokládá, že nedochází k boční deformaci pneumatik. Veškerá hmotnost traktoru je soustředěna do jeho těžiště, ostatní tělesa jsou považována za nehmotná.

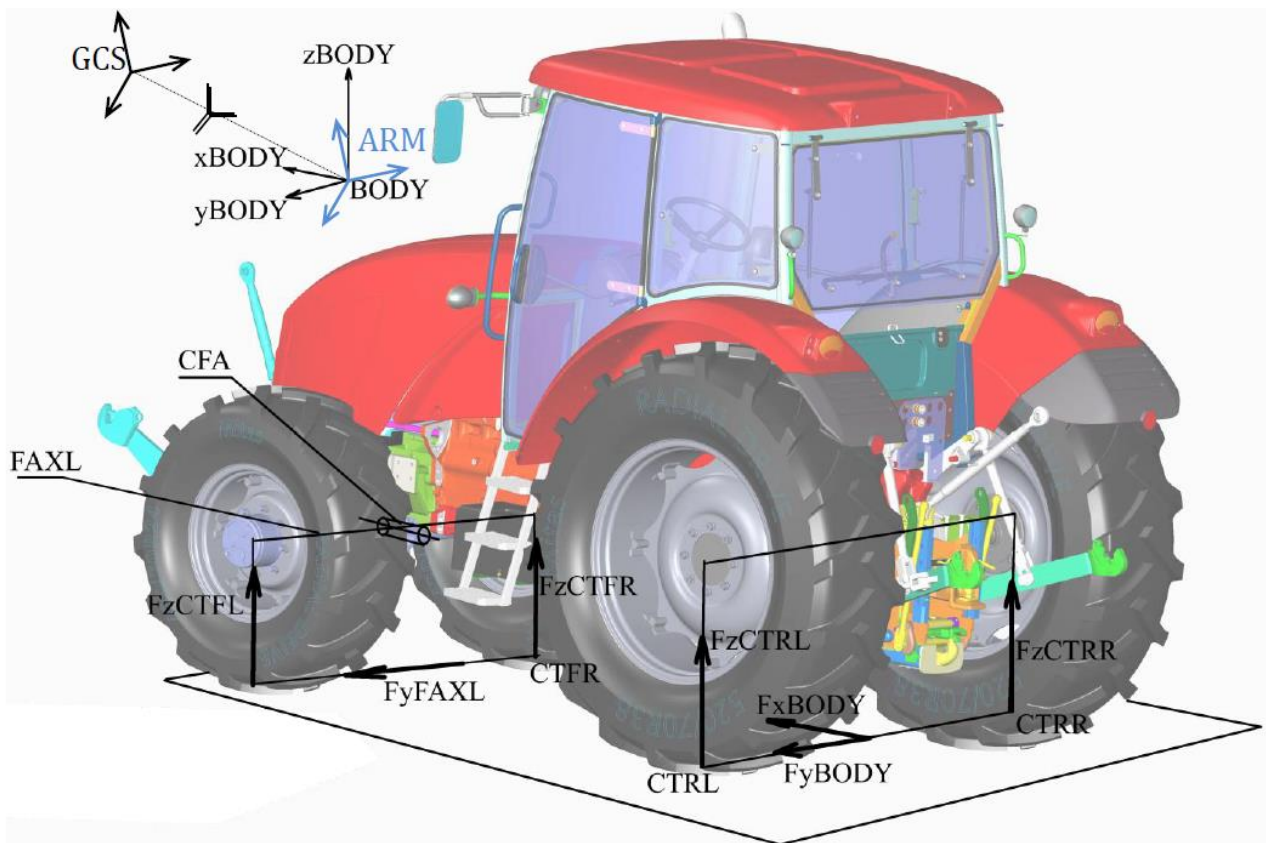
Mechanický model třibodového závěsu má vůči traktoru, v souladu s TBZ, dva stupně volnosti: pohyb závěsu nahoru, ovládaný polohou ramen hydrauliky a boční pohyb. Oba pohyby jsou měřeny polohovými senzory (potenciometry). Táhla jsou v místech, ve kterých jsou umístěny snímače, rozdělena na dvě části. Díky tomuto uspořádání lze do modelu přidat silové prvky, které svým silovým působením udržují obě dvě části táhel v původní poloze. Velikost sil je rovna silám měřeným v příslušném snímači síly. Kinematický model je na obr. 2. Mechanický model traktoru lze z hlediska sledovaných cílů zjednodušit na dvě tělesa BODY a FAXL a jedno pomocné těleso ARM. Těleso BODY zahrnuje v modelu celý traktor včetně zadních kol, ale nezahrnuje přední nápravu s předními koly. Těleso FAXL reprezentuje v modelu přední nápravu s předními koly. Model traktoru je uveden na obr. 3.



Obr. 1 Umístění snímačů síly (S), vektory měřených sil, vektory neznámých (počítaných) sil a momentů



Obr. 2 Kinematický model třibodového závěsu traktoru (šipky označují kinematické stupně volnosti)



Obr. 3 Model traktoru

Za účelem získat silové účinky působící v kontaktu kol s půdou, což je hlavní cíl, pro který je model sestaven, je využito silových prvků *vektor síly – směr určen složkami v souřadném systému tělesa* s neznámými parametry následujícím způsobem:

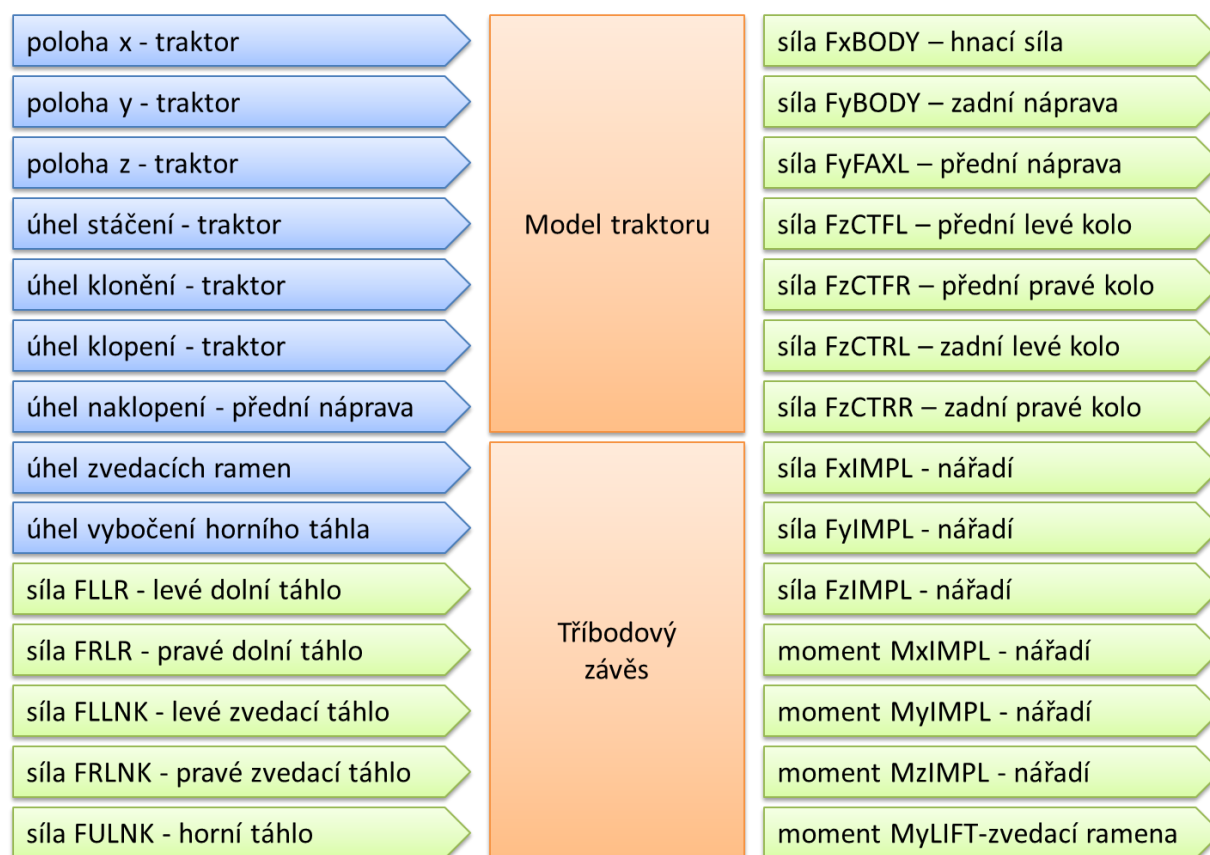
- Čtyři prvky pro určení radiálních reakcí působících z půdy na kola (zatížení kol) F_{zCTFL} , F_{zCTFR} , F_{zCTRL} , F_{zCTRR} v kontaktních bodech CTFL, CTFR, CTRL, CTRR. Dva silové prvky jsou aplikovány na těleso FAXL a dva na těleso BODY.
- Jeden prvek pro určení boční síly F_{yFAXL} působící z půdy na přední nápravu na úrovni (ve výšce) země, to je na spojnici kontaktních bodů CTFR a CTFL.
- Jeden prvek pro určení boční síly F_{yBODY} působící z půdy na zadní nápravu (těleso BODY) na úrovni (ve výšce) země, to je na spojnici kontaktních bodů CTRR a CTRL.
- Jeden prvek pro určení celkové podélné hnací síly F_{xBODY} vyvozené všemi hnacími koly na přední i zadní nápravě. Výsledná síla působí na těleso BODY ve středu úsečky vymezené body CTRR a CTRL (v rovině symetrie).

Dle popsané struktury modelů byly programem SAMS vygenerovány rovnice v syntaxi jazyka C pro řešení kinematiky a statiky mechanismu. Řešením kinematických rovnic a nelineární soustavy rovnic (17) se získá v každém vyhodnocovaném stavu poloha mechanismu a tím i působíště a směry silových účinků. Neznámé silové účinky, zavedené do modelu silovými prvky s neznámými parametry, jsou v této aplikaci řešeny na základě statické rovnováhy. Vzhledem k tomu, že traktor při orbě pracuje ve stacionárním režimu a cílem je určit „zprůměrované veličiny“, nikoliv okamžité kolísání sil, je využití statické rovnováhy vyhovující.

Vstupními veličinami jsou v případě modelu TBZ nezávislé souřadnice: úhel ramen zvedacího ústrojí a rotace horního táhla kolem svislé osy sférické vazby v bodě H (přesněji úhel třetí rotace

postupných rotací XYZ). Nezávislé souřadnice translačních kinematických dvojic v rozdělených táhlech je možno chápat, vzhledem ke své specifické úloze v modelu, jako parametry modelu. Dalšími vstupními veličinami jsou silové účinky měřené snímači síly: FLLR, FRLR, FLLNK, FRLNK, FUNLK (viz obr. 1). Vstupními veličinami v případě celého modelu (TBZ+traktor) jsou navíc nezávislé souřadnice udávající polohu traktoru (x , y , z těžiště, úhel stáčení, klonění a klopení) a úhel naklopení přední nápravy vůči traktoru v bodě CFA (obr. 3).

Veličiny uvedené na obr. 4 odpovídají základní konfiguraci jednoho ze sestavených programů. Vstupy a výstupy lze jednoduchou úpravou programů rozšířit na obecněji definované vstupy (příkladem může být určení polohy mechanismu během laboratorního měření) a výstupy z programu mohou být doplněny o jakoukoliv kinematickou veličinu obsaženou v modelu, např. polohy bodů mechanismu. Vektorové veličiny a souřadnice bodů mohou být rovněž vyjádřeny v libovolném souřadném systému.



Obr. 4 Vstupní a výstupní veličiny komplexního modelu traktoru s třibodovým závěsem

5.1.2 Experimentální ověření modelů

Pro ověření MB modelů třibodového závěsu a traktoru byla navržena a realizována dvě experimentální měření. První bylo realizováno ve strojních laboratořích Ústavu techniky automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně a sloužilo k ověření nejen matematického modelu TBZ, ale též k ověření měřicího systému, použitého pro měření sil v TBZ. Druhé polní měření bylo zaměřeno na ověření modelu celého traktoru a jeho schopnosti určit na základě změřených sil v TBZ hnací síly traktoru během orby. Obě měření jak laboratorní, tak polní prokázala dobrou shodu měřených hodnot s výsledky získanými využitím matematického modelu.

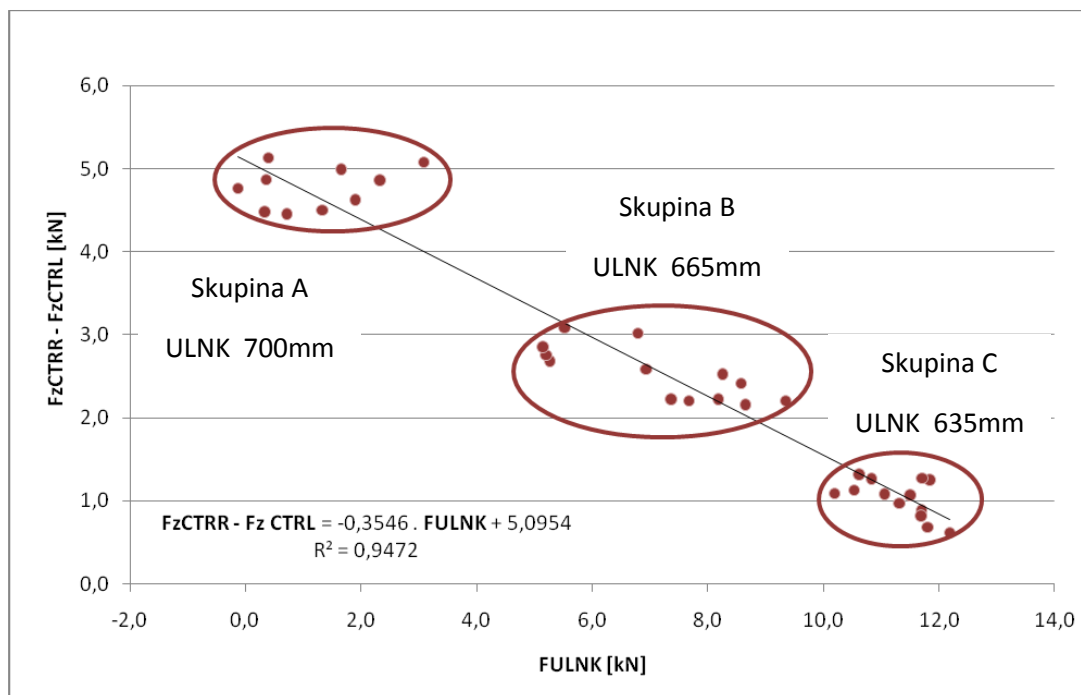


Obr. 5 Polní měření

5.1.3 Měření a analýza dat pomocí multibody modelu

Vyvinutý a verifikovaný výpočtový model traktoru (obr. 4) byl použit v rámci dlouhodobého výzkumu prof. Ing. Františka Bauera, CSc., zaměřeného na vliv nastavení tříbodového závěsu na jízdní stavy traktoru během orby. Realizovaná měření a následná analýza pomocí výše uvedeného MB modelu traktoru, byla zaměřena na prokázání vlivu délky horního táhla TBZ na zatížení kol orajícího traktoru. Měření a výsledky jsou popsány v [49]. V následujícím textu jsou proto popsána jen hlavní fakta.

Měření bylo rozděleno do tří skupin označených A, B a C. V první skupině měření A byla délka horního táhla seřizena na délku 700 mm. V dalších skupinách měření se délka postupně zkracovala na 665 mm a 635 mm. Nesený pluh byl při orbě vždy v podélné i v příčné rovině rovnoběžný s povrchem pole. Před měřicími úseky byl vždy dostatek místa na ustálení měřených hodnot. Měření silových účinků bylo prováděno s frekvencí 100 Hz. Z průměrných hodnot osových sil v táhlech tříbodového závěsu byly vypočteny silové účinky a momenty působící na traktor.



Obr. 6 Vliv velikosti síly v horním táhle (FULNK) na rozdíl zatížení kol zadní nápravy ($F_{zCTRR} - F_{zCTRL}$), orba vpravo, délka horního táhla: A = 700 mm, B = 665 mm, C = 635 mm

Měření a následný výpočet sil působících na traktor pomocí MB modelu prokázaly vliv délky horního táhla na zatížení kol. Závislost rozdílu sil působících z půdy na kola zadní nápravy traktoru je na obr. 6 pro orbu vpravo. Z výsledku je patrné, že rozdíl zatížení kol se zmenšuje se zvyšujícím se tahem v horním táhle. Vliv síly FULNK je způsoben změnou zatížení zadního opěrného kola pluhu. Zvětšení síly v horním táhle má za následek odlehčení zmíněného kola. Vzhledem k poloze tohoto kola na použitém pluhu způsobí změna reakce na kole přetížení zadní nápravy a moment (MxIMPL) kolem podélné osy. Výsledkem popsané změny silového působení je dotížení levého zadního kola při orbě vpravo, u orby vlevo je tomu naopak. V obou směrech orby dojde ke zmenšení rozdílu zatížení obou kol.

5.2 URČENÍ DYNAMICKÝCH STAVŮ VOZIDLA NA ZÁKLADĚ MĚŘENÝCH SIGNÁLŮ

V této kapitole bude ukázáno využití MB modelů pro určení jízdních stavů vozidla na základě signálů měřených během jízdy. Postup navrhovaný v této aplikaci odpovídá postupu, uvedenému v kap. 4.

5.2.1 Experimentální vozidlo a měřicí systém

Pro aplikaci navrhovaného přístupu bylo zvoleno vozidlo Lotus Exige GT 3. Jedná se o sportovní vozidlo, upravené pro vytrvalostní závody na okruzích. Z hlediska matematické popisu MB modelu je důležité zmínit, že díly zavěšení jsou vzájemně spojeny kulovými klouby bez pružných lůžek (silentbloků).

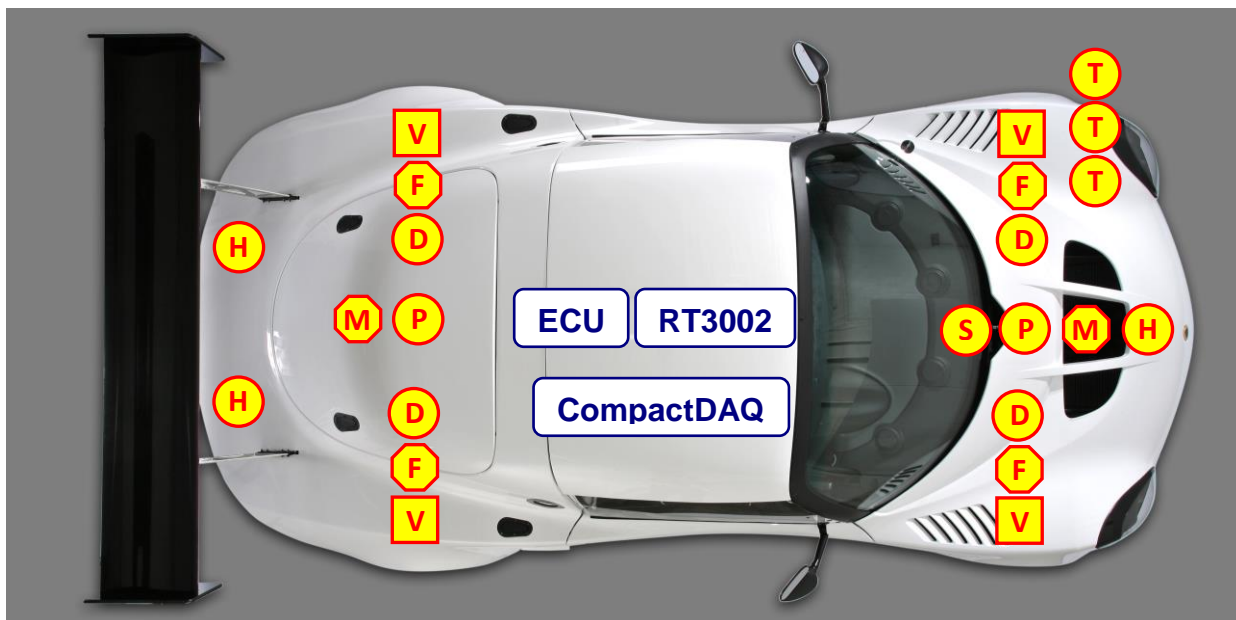


Obr. 7 Experimentální vozidlo

Experimentální vozidlo bylo vybaveno měřicím systémem, obr. 8. Pro účely měření polohy a orientace odpružené hmoty experimentálního vozidla bylo využito zařízení RT3002 [50] od firmy Oxford Technical Solutions Ltd. Poloha odpružené hmoty vůči vozovce byla měřena třemi laserovými snímači výšky HT-250 [51]. Do měřicího systému bylo dále zařazeno pět potenciometrických snímačů délek od firmy Penny & Giles Controls Ltd. [52], pomocí kterých bylo možné určit polohu závěsů kol vůči odpružené hmotě a natočení předních kol. Čtyři snímače SLS 130/75/L/50/1/N měřily délku (pohyb) tlumiče na každé polonápravě a jeden potenciometr SLS 130/150/L/50/1/N měřil posuv hřebenové tyče řízení. Důležitými informacemi pro analýzy pohybu vozidla jsou skluzové rychlosti v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Pro jejich určení bylo

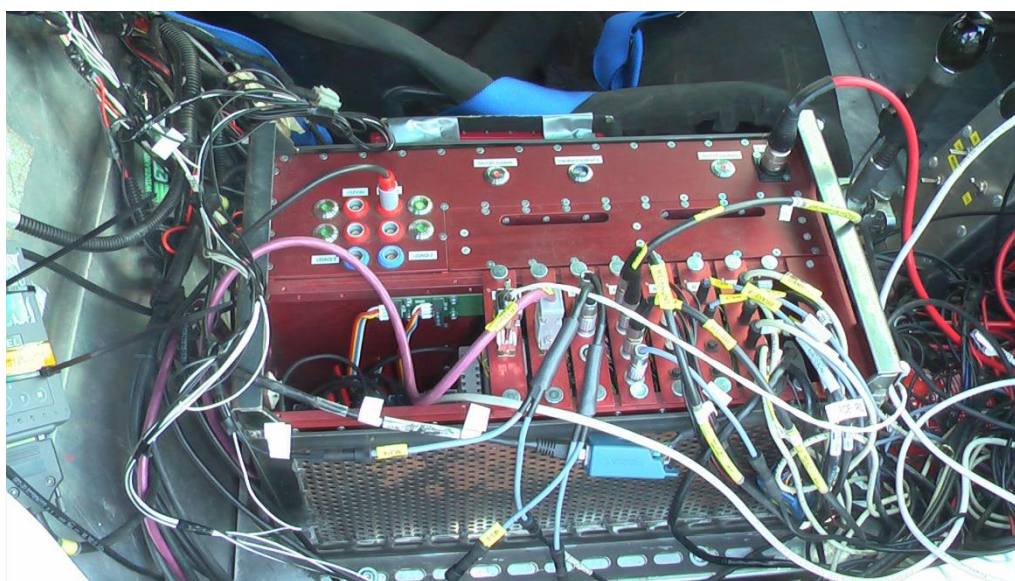
nutné do měřicího systému zařadit snímače otáček kol. U použitého experimentálního vozidla byly použity snímače od firmy Race Technology Ltd. [53].

Pokud mají být výsledkem výpočtů pomocí MB modelu i silové účinky působící od vozovky na kolo, je nutné určit síly vyvolané pružinami, tlumiči a stabilizátory. Na experimentálním vozidle byly použity tenzometrické snímače síly umístěné na každém tlumiči odpružení kol. Rovněž byly tenzometrickými snímači osazeny zkrutné tyče stabilizátorů. Pomocí nich byla měřena velikost torzních momentů vyvinutých stabilizátory.



Obr. 8 Měřicí systém

Na vozidle byly instalovány i další snímače poskytující informace o činnosti řidiče. Byly to, kromě signálu z již zmíněného potenciometru na hřebenu řízení, poskytujícího informaci o natočení volantu i poloha akceleračního pedálu nebo škrtkací klapky a brzdny tlak. Měřicí systém byl doplněn i infra-red snímači teploty na povrchu pneumatik. Na vozidlo byly instalovány čtyři snímače OS100 od firmy Omega Engineering, Inc.



Obr. 9 Zástavba měřicí ústředny ve vozidle

System pro měření a ukládání dat byl postaven na platformě NI CompactDAQ. Šasí NI cDAQ-9139 obsahuje dvoujádrový procesor Intel Core i7 a integrovanou grafiku VGA, což umožňuje jeho provoz bez externího PC. Operační systém Windows Embedded Standard 7 (WES7), spolu s měřicí aplikací vytvořenou v LabView, poskytuje uživatelské rozhraní pro kalibrování snímačů, realizaci měření a správu dat. Šasí bylo osazeno moduly uvedenými v tab. 2.

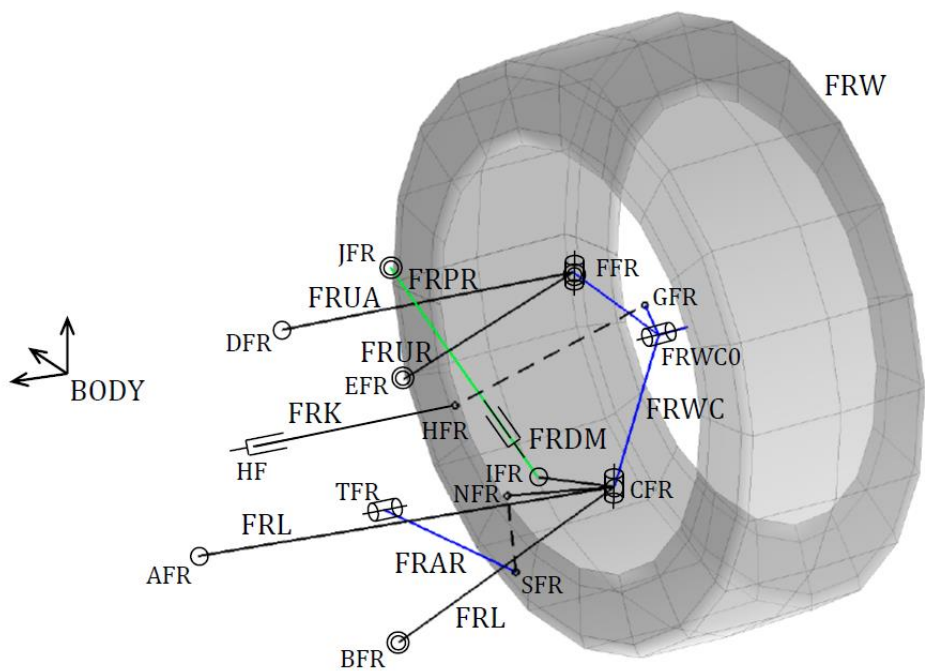
Tab. 2 Měřicí systém

Popis	Snímač	Typ signálu	Modul	Frekvence
Vozidlo	ECU	CAN	9862	
GPS a inerciální systém	RT3002	CAN	9862	100
Výška – přední	HT-250	AI-U	9219	100
Výška – zadní levá	HT-250	AI-U		100
Výška – zadní pravá	HT-250	AI-U		100
Řízení – hřeben	SLS 130/150/L/50/1/N	AI-U		100
Zdvih tlumiče – přední levé	SLS 130/75/L/50/1/N	AI-U	9239	100
Zdvih tlumiče – přední pravé	SLS 130/75/L/50/1/N	AI-U		100
Zdvih tlumiče – zadní levé	SLS 130/75/L/50/1/N	AI-U		100
Zdvih tlumiče – zadní pravé	SLS 130/75/L/50/1/N	AI-U		100
Teplota – kolo – vnější	OS100	AI-U	9219	100
Teplota – kolo – střed	OS100	AI-U		100
Teplota – kolo – vnitřní	OS100	AI-U		100
Otáčky kola – přední levé	Wheel Speed	DI-TTL	9411	100
Otáčky kola – přední pravé	Wheel Speed	DI-TTL		100
Otáčky kola – zadní levé	Wheel Speed	DI-TTL		100
Otáčky kola – zadní pravé	Wheel Speed	DI-TTL		100
Tlak brzdy – přední	Bosch 0 265 005 303	AI-U	9219	100
Tlak brzdy – zadní	Bosch 0 265 005 303	AI-U		100
Stabilizátor – přední	Tenzometry	TENZO		100
Stabilizátor – zadní	Tenzometry	TENZO		100
Síla na tlumiči – přední levý	Tenzometry	TENZO	9237	100
Síla na tlumiči – přední pravý	Tenzometry	TENZO		100
Síla na tlumiči – zadní levý	Tenzometry	TENZO		100
Síla na tlumiči – zadní pravý	Tenzometry	TENZO		100

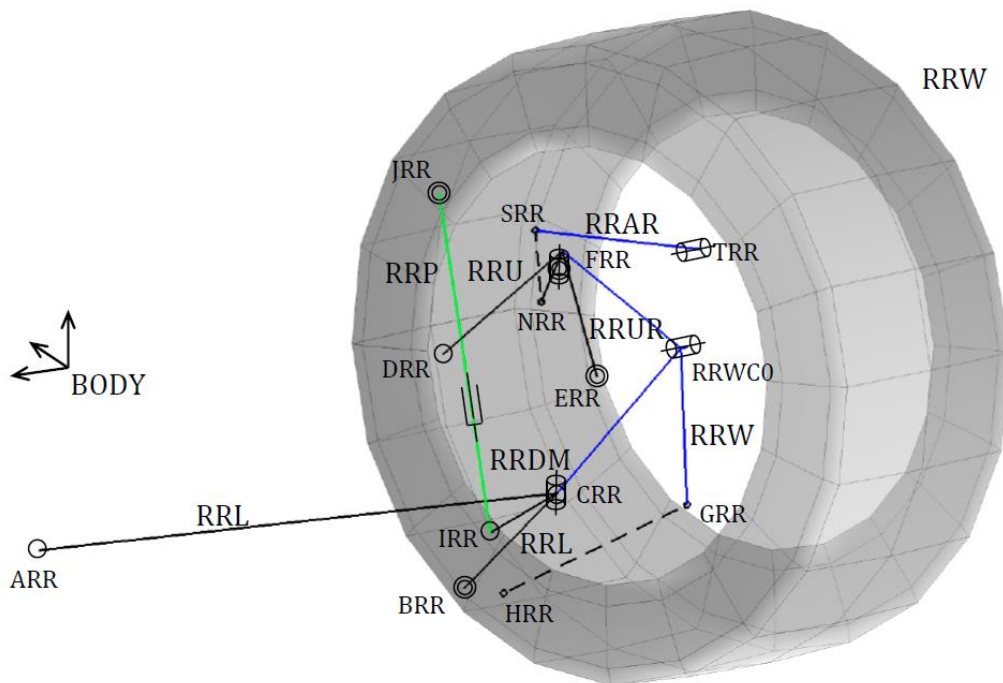
5.2.2 Multibody model vozidla

Mechanický model je modelován na základě těchto předpokladů: všechna tělesa jsou absolutně tuhá a všechna kloubová spojení jsou bez deformací, vůlí a bez pasivních odporů. Všechna tělesa jsou považována za nehmotná, pouze tělesa BODY a tělesa reprezentující kola (tělesa FRWH, FLWH, RRWH, RLWH) jsou hmotná. Hmotnostní parametry odpovídají vlastnostem odpružené, resp. neodpruženým hmotám vozidla.

Sestavené MB modely můžeme rozdělit z hlediska použitých prvků na kinematický model, zahrnující pouze prvky ovlivňující geometrii mechanismu a jeho pohyb bez aplikace silových účinků a setrvačných sil (bez uvažování setrvačných hmot) a na dynamický model se zahrnutím sil a setrvačných hmot. Topologie kinematického modelu náprav je uvedena na obr. 10 a 11. Mechanismy levých zavěšení jsou topologicky stejné a geometricky symetrické kolem svislé roviny symetrie vozu.



Obr. 10 Kinematický model předního pravého zavěšení kola



Obr. 11 Kinematický model zadního pravého zavěšení kola

Dynamický model vznikne rozšířením kinematického modelu o setrvačné hmoty a silové účinky. Ve středu předního pravého kola působí na těleso kola FRWH vektor síly \mathbf{FwFR} a vektor momentu \mathbf{MwFR} . Složky těchto vektorů v souřadném systému kola (FRWH) jsou vypočteny pomocí modelu *kontaktu kola* [54]. Využitím tohoto modelu jsou vypočteny silové účinky působící ve středu kola, které jsou ekvivalentní silám a momentům působících v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Stejným způsobem jsou modelovány i silové účinky působící na ostatní kola (síly \mathbf{FwFL} , \mathbf{FwRR} , \mathbf{FwRL} a momenty \mathbf{MwFL} , \mathbf{MwRR} , \mathbf{MwRL}). Silové působení vozidlových pružin a tlumičů ($F_{sprDampFR}$, $F_{sprDampFL}$, $F_{sprDampRR}$, $F_{sprDampRL}$) je modelováno pomocí modelovacích prvků *pružina a tlumič*. Silové prvky typu *torzní pružina a tlumič* jsou využity k modelování silového působení torzních stabilizátorů. Hnací momenty pohánějící zadní kola jsou aplikované využitím modelovacích prvků *kloubový hřídel* [55]. Pomocí těchto modelovacích prvků jsou počítány silové účinky působící v homokinetických kloubech bez nutnosti modelovat detailní prvky kloubů. Těmito prvky jsou popsány účinky levého, resp. pravého hnacího momentu $M_{driveRL}$, resp. $M_{driveRR}$ na těleso BODY (odpruženou hmotu) a kola (RLWH, resp. RRWH).

Výše uvedené silové prvky vyjadřují silové působení na tělesa, na která je prvek aplikovaný, jejichž silové parametry (velikosti (složek) sil a momentů) mají známou velikost (vyskytují se na pravé straně soustavy rovnic (16)). Níže uvedené silové prvky vyjadřují silové působení na tělesa, avšak velikost silových parametrů není předem známá, ale je výsledkem řešení rovnic popisujících dynamický stav mechanické soustavy (vyskytují se na levé straně soustavy rovnic (16)).

Pomocí silového prvku s neznámými parametry typu *pružina a tlumič* je počítána velikost síly F_{yFRK} , působící mezi hřebenem řízení FRK a tělesem BODY, která je nutná k natočení nebo udržení natočení kol v požadovaném směru. Silovými prvky s neznámými parametry typu *vektor síly – směr určen jednotkovým vektorem v základním souřadném systému* jsou aplikovány aerodynamické vztlakové síly F_{aeroF} , resp. F_{aeroR} působící na těleso BODY ve středu přední, resp. zadní nápravy. Aerodynamické vztlakové síly působí ve směru normály k vozovce. Poslední silový neznámý účinek aplikovaný pomocí silového prvku *vektor momentu – směr určen jednotkovým vektorem v souřadném systému tělesa* je moment M_{xBODY} , působící na těleso BODY kolem jeho kladné osy x . Tento moment neodpovídá žádnému konkrétnímu silovému účinku působícímu na vozidlo, proto by jeho velikost měla být rovná nule. Velikost tohoto momentu může být použita jako míra přesnosti (nepřesnosti) vzájemného propojení měření a MB modelu.

5.2.3 Využití měřených signálů k určení kinematického stavu vozidla

Určením kinematického stavu vozidla se dle potřeb této práce rozumí stanovení polohy mechanismu v prostoru, translační a úhlové rychlosti a zrychlení těles mechanismu a dalších kinematických veličin, které jsou důležité pro hodnocení vozidla. Aby byl stav jednoznačně definován, je potřeba přidělit hodnoty nezávislým souřadnicím a jejich prvním a druhým derivacím. Většinu hodnot měřených signálů lze přiřadit souřadnicím MB modelu a jejich derivacím přímo před výpočtem rovnic popisujících mechanický systém: poloha tělesa BODY v prostoru (6 souřadnic), posun hřebene řízení, stlačení tlumicích (a pružicích) jednotek, úhly rotace kol (je možné přiřadit i hodnoty rovné 0), složky vektoru rychlosti v souřadném systému pevně svázaného se Zemí měřicího bodu RT zařízení RT3002, rychlost posunu hřebene řízení (derivace posunu), rychlosti stlačení tlumicích jednotek (derivace stlačení), úhlové rychlosti rotace kol, zrychlení posunu hřebene řízení (derivace rychlosti nebo 0), zrychlení stlačení tlumicích jednotek (derivace rychlostí nebo 0), úhlová zrychlení rotace kol, (derivace rychlostí nebo 0). Jak bylo naznačeno, je možné pro některé analýzy použít místo hodnot derivovaných signálů hodnoty rovné 0. Dále je nutné zajistit rovnost měřených signálů s veličinami, která jsou výsledkem

výpočtu rovnic MB modelu mechanické soustavy. Sdružením těchto požadavků získáme výslednou soustavu rovnic:

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \quad (19)$$

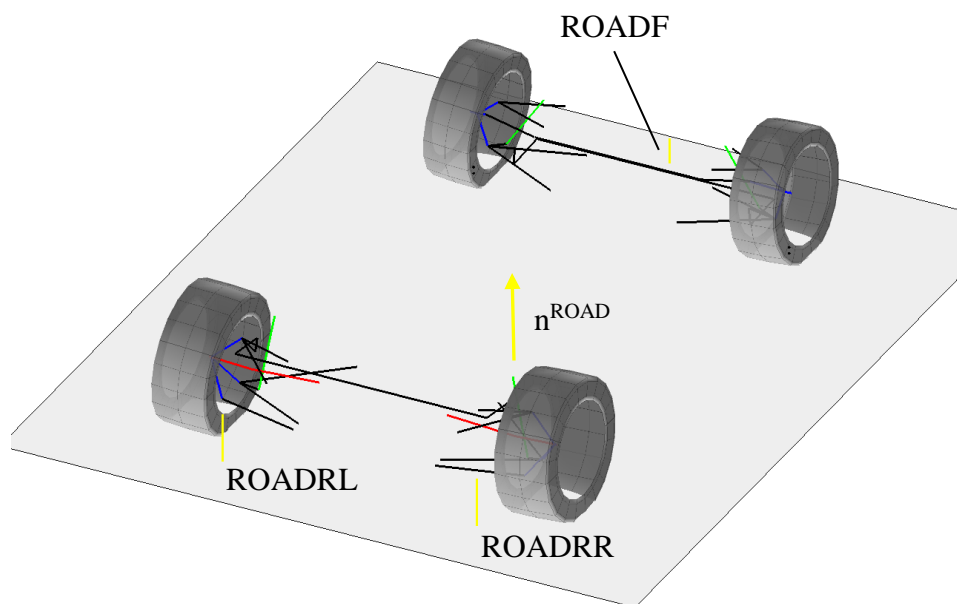
kde

$$\mathbf{x} = \left(\alpha_{ARM}^{BODY} \quad \beta_{ARM}^{BODY} \quad \gamma_{ARM}^{BODY} \quad \ddot{x}_{GRND}^{ARM} \quad \ddot{y}_{GRND}^{ARM} \quad \ddot{z}_{GRND}^{ARM} \quad \dot{\alpha}_{ARM}^{BODY} \quad \dot{\beta}_{ARM}^{BODY} \quad \dot{\gamma}_{ARM}^{BODY} \right) \quad (20)$$

a

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\omega}^{BODY}(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_{BODY V} \begin{pmatrix} wXVRT \\ wYVRT \\ wZVRT \end{pmatrix} \\ \mathbf{a}_{BODY}^{RT}(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_{BODY V} \begin{pmatrix} aXVRT \\ aYVRT \\ aZVRT \end{pmatrix} \\ \boldsymbol{\alpha}^{BODY}(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_{BODY V} \begin{pmatrix} aAngXVRT \\ aAngYVRT \\ aAngZVRT \end{pmatrix} \end{pmatrix} \quad (21)$$

Součástí kinematického řešení je určení polohy roviny vozovky, která zastává v modelu významnou roli. Její poloha je vypočtena na základě měření výšky (vzdálenosti vozovky od senzorů) pomocí tří speciálních laserových snímačů HT-250. Paprsky snímačů vytýčí na vozovce tři body pomyslné roviny vozovky ROADF, ROADRL, ROADRR. Souřadný systém vozovky je umístěn do jednoho (předního) z měřených bodů a normála k vozovce je kolmá k rovině vozovky procházející měřenými body (obr. 12).



Obr. 12 Měřená rovina vozovky

5.2.4 Využití měřených signálů k určení dynamického stavu vozidla

Stanovení pohybu MB mechanismu z měřených veličin byla věnována kap. 5.2.3. Předmětem analýzy dynamického stavu vozidla (MB mechanismu) je především nalezení silových účinků, které změřený pohyb mechanismu způsobují. Vzhledem k tomu, že působí síly a momenty jsou známá (nebo jsou smluvně daná) a rovněž jsou známé směry sil a momentů nebo jejich komponent, jde především o stanovení velikosti vektorů nebo jejich komponent. Předmětem řešení jsou tedy parametry silových prvků použitých v MB modelu.

Výsledný popis dynamického stavu vozidla, vnitřní soustava rovnic, se skládá z pohybových rovnic sestavených a upravených do výsledného tvaru (16) uvedeného v kap. 4.

Počet rovnic a neznámých soustavy (16) se rovná počtu stupňů volnosti mechanismu. Neznámými soustavy jsou druhé derivace nezávislých souřadnic odpovídajících stupňům volnosti, kromě \ddot{z}_{GRND}^{ARM} , $\ddot{\beta}_{ARM}^{BODY}$, $\dot{\gamma}_{ARM}^{BODY}$, \ddot{d}_{BODY}^{FRK} (udávajících zrychlení svislého pohybu, klonění, klopení tělesa BODY a posuv hřebenové tyče řízení). Místo těchto zrychlení jsou prvky vektoru neznámých následující parametry silových účinků: FaeroF, FaeroR, MxBODY a FyFRK.

Zrychlení vypočtená ze soustavy (16) musí odpovídat měřeným hodnotám. Toho je možné dosáhnout správnou volbou velikosti silových účinků (parametrů silových) a velikosti zrychlení (\ddot{z}_{GRND}^{ARM} , $\ddot{\beta}_{ARM}^{BODY}$, $\dot{\gamma}_{ARM}^{BODY}$, \ddot{d}_{BODY}^{FRK}) zahrnutých v pravé straně rovnice (16). Za tímto účelem je tedy nutné sestavit vnější soustavu rovnic (18) pro výpočet těchto veličin. Dále je účelné, aby tato soustava rovnic rovněž zahrnovala i soustavu (19) až (21) pro výpočet kinematických veličin, které nebylo možné získat přímým dosazením měřených hodnot. Takto sestavená soustava (18) osmnácti rovnic má levou stranu

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) = \left(\begin{array}{l} \boldsymbol{\omega}^{BODY}(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_{BODYV} \begin{pmatrix} wXVRT \\ wYVRT \\ wZVRT \end{pmatrix} \\ \mathbf{a}_{BODY}^{RT}(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_{BODYV} \begin{pmatrix} aXVRT \\ aYVRT \\ aZVRT \end{pmatrix} \\ \boldsymbol{\alpha}^{BODY}(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_{BODYV} \begin{pmatrix} aAngXVRT \\ aAngYVRT \\ aAngZVRT \end{pmatrix} \\ \ddot{d}_{BODY}^{FRK} = aSteer \\ \ddot{z}_{FLDM}^{FLPR} = aDampFL \\ \ddot{z}_{FRDM}^{FRPR} = aDampFR \\ \ddot{z}_{RLDM}^{RLPR} = aDampRL \\ \ddot{z}_{RRDM}^{RRPR} = aDampRR \\ \ddot{\beta}_{FLWC}^{FLWH} = aRotFL \\ \ddot{\beta}_{FRWC}^{FRWH} = aRotFR \\ \ddot{\beta}_{RLWC}^{RLWH} = aRotRL \\ \ddot{\beta}_{RRWC}^{RRWH} = aRotRR \end{array} \right) \quad (22)$$

a vektor neznámých

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \alpha_{ARM}^{BODY} & \beta_{ARM}^{BODY} & \gamma_{ARM}^{BODY} & Mdrive \text{ (nebo Mbrake)} & FyF & z_{GRND}^{ARM} & \dots \\ \dots & FyR & \beta_{ARM}^{BODY} & \gamma_{ARM}^{BODY} & \ddot{d}_{BODY}^{FRK} & FzFL & FzFR & \dots \\ \dots & FzRL & FzRR & FxFL & FxFR & FxRL & FxRR \end{pmatrix}^T \quad (23)$$

Výpočet dynamického stavu vozidla se tedy skládá z řešení vnější soustavy (18, 22 a 23) a z řešení vnitřní soustavy (16). Postup výpočtu levé strany (22) soustavy (18) je následující. Provede se odhad neznámých z rovnice (23). Měřené veličiny, které je možné přiřadit nezávislým souřadnicím mechanismu a jejich derivacím dosazením se dosadí. Vypočte se poloha mechanismu a rychlostí, to zahrnuje i řešení nelineární soustavy vazebních rovnic (17). Následně se vypočte soustava pohybových rovnic (16). Tím se získají chybějící druhé derivace nezávislých souřadnic a neznámé parametry silových účinků. Spolu s odhady neznámých se po dosazení provede výpočet funkce (22). Na základě zvolené metody pro řešení soustavy nelineárních rovnic se určí nový odhad neznámých (23) a postup se opakuje, dokud není dosaženo požadované přesnosti řešení soustavy (18).

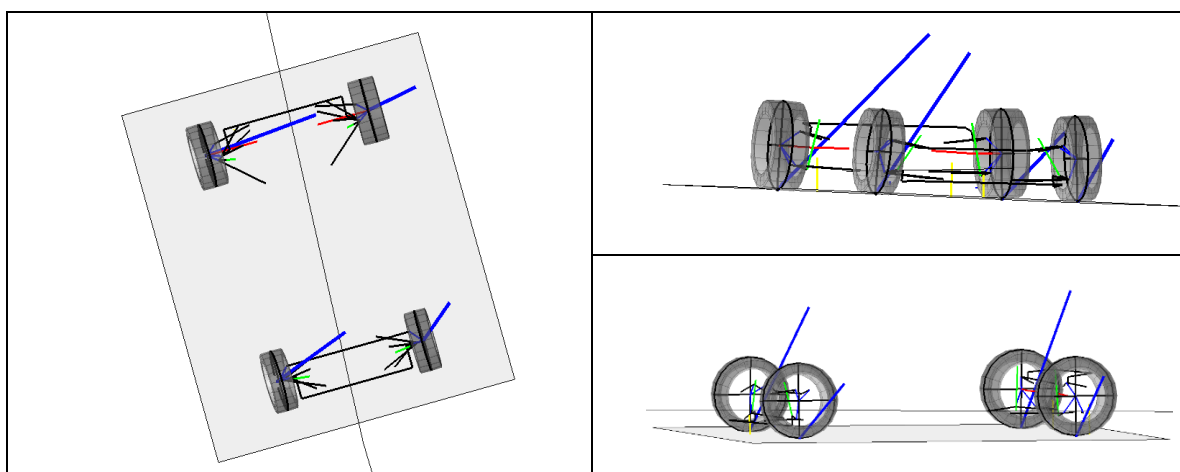
Tab. 3 Vztah neznámých veličin vnější a vnitřní soustavy rovnic a měřených signálů

Neznámá veličina (23)	Řešení dynamiky (16)	Vztah s měřenou veličinou (18), (22)
α_{ARM}^{BODY}		$\omega^{BODY}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = \mathbf{C}_{BODY V} \begin{pmatrix} wXVRT \\ wYVRT \\ wZVRT \end{pmatrix}$
β_{ARM}^{BODY}		
γ_{ARM}^{BODY}		
Mdrive, (Mbrake)	\dot{x}_{GRND}^{ARM}	$\mathbf{a}^{RT}_{BODY}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = \mathbf{C}_{BODY V} \begin{pmatrix} aXVRT \\ aYVRT \\ aZVRT \end{pmatrix}$
FyF	\dot{y}_{GRND}^{ARM}	
z_{GRND}^{ARM}	FaeroF	
FyR	α_{ARM}^{BODY}	$\alpha^{BODY}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \ddot{\mathbf{q}}) = \mathbf{C}_{BODY V} \begin{pmatrix} aAngXVRT \\ aAngYVRT \\ aAngZVRT \end{pmatrix}$
β_{ARM}^{BODY}	FaeroR	
γ_{ARM}^{BODY}	MxBODY	
\ddot{d}_{BODY}^{FRK}	FyFRK	$\ddot{d}_{BODY}^{FRK} = aSteer$
FzFL	z_{FLDM}^{FLPR}	$z_{FLDM}^{FLWH} = aDampFL$
FzFR	z_{FRDM}^{FRPR}	$z_{FRDM}^{FRWH} = aDampFR$
FzRL	z_{RLDM}^{RLPR}	$z_{RLDM}^{RLWH} = aDampRL$
FzRR	z_{RRDM}^{RRPR}	$z_{RRDM}^{RRWH} = aDampRR$
FxFL	β_{FLWC}^{FLWH}	$\beta_{FLWC}^{FLWH} = aRpmFL$
FxFR	β_{FRWC}^{FRWH}	$\beta_{FRWC}^{FRWH} = aRpmFR$
FxRL	β_{RLWC}^{RLWH}	$\beta_{RLWC}^{RLWH} = aRpmRL$
FxRR	β_{RRWC}^{RRWH}	$\beta_{RRWC}^{RRWH} = aRpmRR$

Názornější představu o způsobu řešení lze získat interpretací tab. 3 následujícím způsobem. Zvolí se hodnoty v prvním sloupci tabulky, na základě rovnic (16) se vypočte druhý sloupec. Hodnoty z prvního nebo druhého sloupce musí vyhovovat rovnicím z třetího sloupce, tj. soustavě rovnic (18), (22) a (23). To se řeší úpravou hodnot v prvním sloupci pomocí iteračního výpočtu.

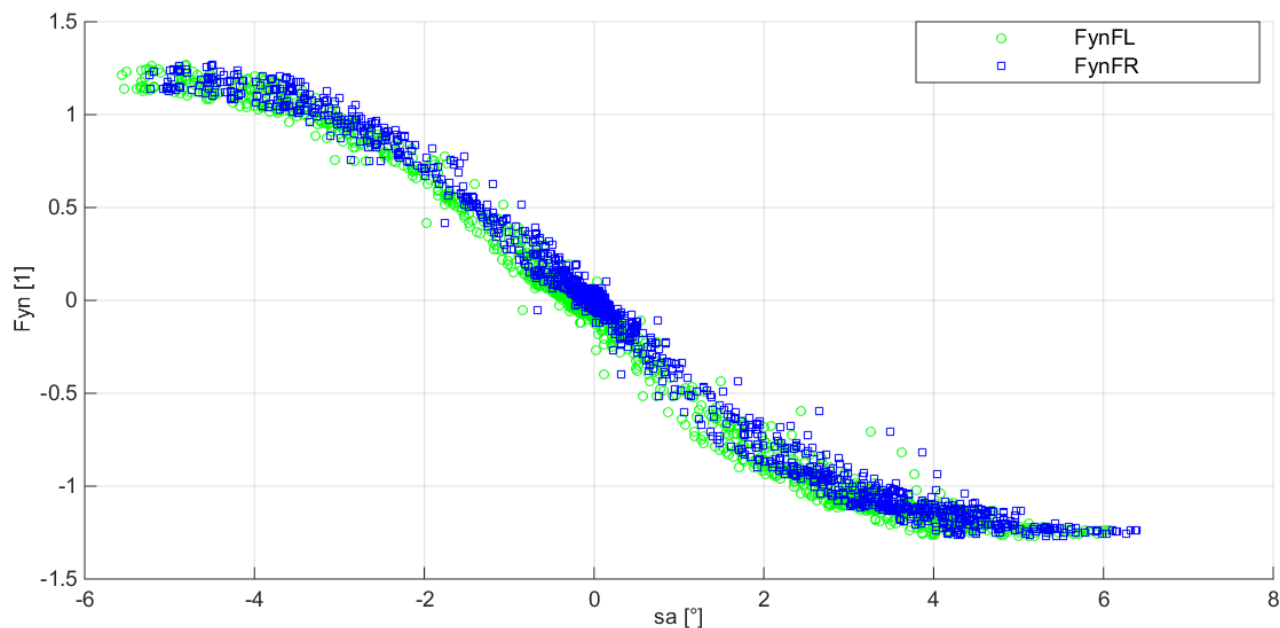
5.2.5 Měření a analýza dat využitím multibody modelu vozidla

Multibody model vozidla byl aplikován na data měřená během jízdy vozidla po závodním okruhu (Masarykův okruh v Brně). Cílem měření a následného výpočtu není přesná verifikace modelu a stanovení přesnosti měřených a vypočtených veličin, ale kvalitativní posouzení metody a poukázání na přínosy, které využití MB modelu pro analýzu dat může mít.



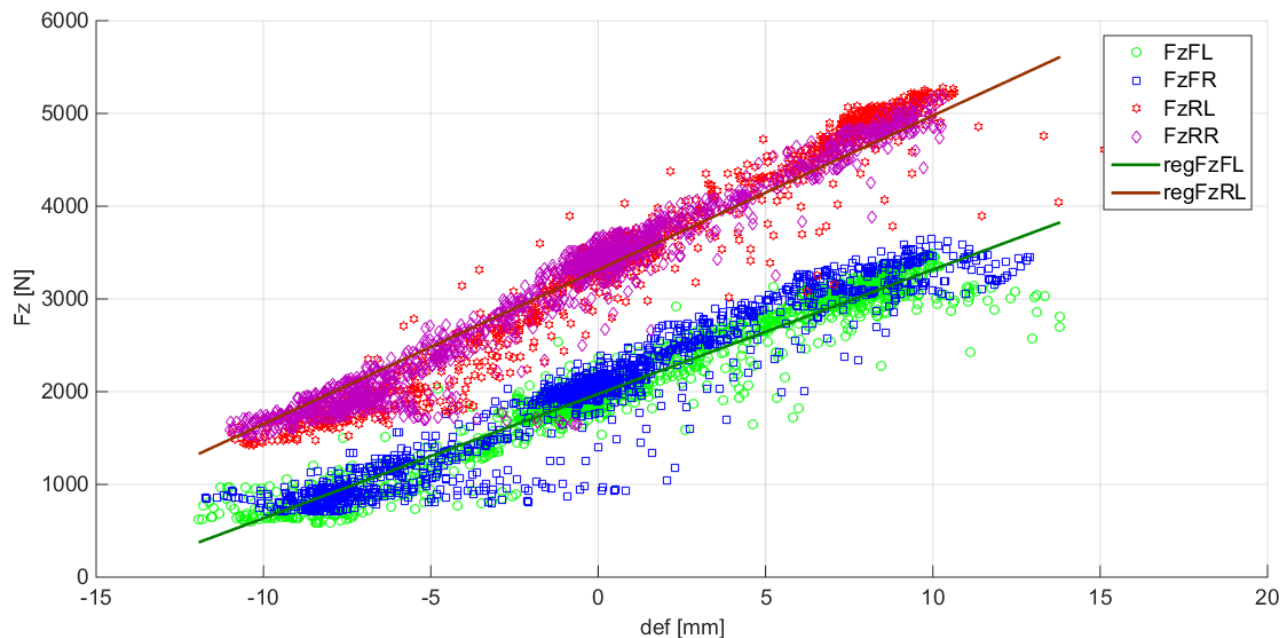
Obr. 13 Poloha mechanismu vozidla v jednom z měřených okamžiků

Na obr. 13 je vyobrazena vypočtená pozice vozu a mechanismu jeho náprav, síly v kontaktu kol s vozovkou, aerodynamické síly působící na vozidlo ve středu náprav a laserové paprsky snímačů výšky v jednom z měřených okamžiků.



Obr. 14 Závislost normalizované boční síly na úhlu směrové úchylny pneumatik přední nápravy

Posouzení výsledků získaných prezentovanou metodou bylo provedeno se zaměřením na podélnou a boční dynamiku vozu. Dále byl zkoumán potenciál navržené metody pro odhad parametrů vozidla, které by jinak bylo třeba měřit pomocí speciálních zařízení nebo měřicích stavů. Příklady výsledků výpočtů a jejich potenciál pro určení některých charakteristik vozu jsou uvedeny na obr. 14 a 15.



Obr. 15 Závislost radiálního zatížení na deformaci pneumatik (radiální zatížení předního levého (FzFL) a pravého (FzFR) kola, zadního levého (FzRL) a pravého (FzRR) kola. Regresní přímka levého předního kola ($FzFL=1975.5929+134.06266 \text{ defFL}$) a regresní přímka levého zadního kola ($FzRL= 3299.6852+166.48511 \text{ defRL}$).

6 ZÁVĚR

Práce se zabývá matematicko-fyzikálním modelováním mobilních kolových prostředků. Konkrétně je zaměřena na jízdní dynamiku vozidel a na analýzu stavů traktorů během orby. Na základě rozboru současného stavu problematiky byla odhalena oblast, ve které by bylo možné pomocí vhodného propojení měřených dat s detailními multibody modely dosáhnout značného pokroku, jak z hlediska vytvoření vhodných výpočtových nástrojů, tak i z hlediska dosažených výsledků jejich aplikací.

V práci jsou provedeny úpravy multibody formalismu s cílem umožnit analýzu měřených dat pomocí multibody modelů. Jsou popsány úpravy formalismu, umožňující zavedení silových prvků s neznámými parametry. Jedná se o nové modelovací prvky, které umožňují předepsat pohyb (zrychlení) některých souřadnic mechanismu a zavést silové účinky, které zadaný pohyb způsobí. Přitom působíště a směr působení silových účinku je možné volit bez striktních omezení, tak jak je tomu u jiných komerčních multibody softwarů. Např. software ADAMS disponuje prvky „motions“, kterými je možné předepsat pohyb mezi dvěma souřadnými systémy umístěnými na dvou tělesech. Silové účinky, které tento pohyb vyvolávají, jsou však vždy síly a momenty působící mezi souřadnými systémy, použitými pro zadání pohybu. Naproti tomu již zmíněné silové prvky s neznámými parametry umožňují sestavení modelů, které lépe vyhovují cílům

výpočtů. Popsaný multibody formalismus, obsahující prvky s neznámými parametry pro výpočet přechodových stavů, je dále rozpracován pro řešení ustálených a statických stavů.

V práci je navržen postup, jak kombinovat data získaná měřením s multibody modelem. Tohoto postupu je využito k vytvoření dvou aplikací, na kterých je detailně ukázán způsob, jakým jsou měřená data „propojena“ s matematickým modelem a jak je sestaven odpovídající multibody model. Dále tyto příklady ukazují, jaký význam má prezentovaný přístup v rámci problematiky řešené v těchto aplikacích.

První příklad ukazuje, jak lze využitím prezentovaného přístupu získat veličiny důležité z hlediska studované problematiky, které by bylo velmi obtížné získat jiným způsobem. Pro účely výzkumu vlivu seřízení tříbodového závěsu na zatížení hnacích kol traktoru během orby na poli byl vyvinut multibody model tříbodového závěsu a model traktoru. Modely jsou verifikovány jak v laboratoři, tak i orbou traktoru na poli. Realizovaná měření traktoru během orby a následná analýza měřených dat pomocí modelu potvrdila dílčí závěry dlouhodobého výzkumu realizovaného na Mendelově univerzitě v Brně. Kombinace silového působení neseného pluhu a naklonění traktoru, pohybujícího se po jedné straně v brázdě, zpravidla způsobuje rozdílné zatížení jednotlivých kol. Prokázalo se, že vhodnou délkou horního táhla lze dosáhnout podstatného snížení rozdílu zatížení hnacích kol traktoru. To má vliv jak na záběrový účinek kol, tak i na zhutňování půdy. Výsledky jsou významné z hlediska dalšího vývoje regulačních systémů tříbodového závěsu, vývoje nářadí (pluhů) i způsobu proškolení obsluhy. Bez použití prezentované metody by bylo nutné vyvinout měřicí disky (disky osazeny tenzometrickými snímači síly) pro snímání zatížení kol, což by kladlo významně větší finanční nároky na realizaci experimentů.

Druhá aplikace je zaměřena na analýzu dynamických stavů vozidla. Pro tyto účely byl sestaven multibody model vozidla a měřicí systém. Snímače byly voleny tak, aby měřené signály v kombinaci s modelem poskytl maximum informací o veličinách, které jsou důležité pro posouzení stavu vozidla vývojovými inženýry. Na základě prezentované metody jsou k dispozici informace o poloze mechanismu a jeho těles v prostoru a vůči rovině vozovky, rychlosti a zrychlení všech těles mechanismů, síly a momenty, zejména působící mezi koly a vozovkou, ale i síly na tlumičích, pružinách, momenty na stabilizátorech. Dále jsou k dispozici hodnoty souřadnic mechanismů, jejich první a druhé derivace, odklon kol vůči vozovce, veličiny poskytující informace o skluzových poměrech v kontaktu kol s vozovkou a hodnoty mnoha dalších veličin. V případě nutnosti je možné výběr veličin, které jsou vyhodnocovány, ovlivnit použitím odpovídajících modelovacích prvků při sestavování modelu vozidla.

Vyvinuté aplikace demonstrují přednosti prezentovaného přístupu. Vytvořený model respektuje datovou strukturu a strukturu modelu vyvinutého v předchozích etapách vývoje, tedy simulačního multibody modelu vytvořeného v etapě návrhu vozidla, kdy nebyl k dispozici fyzický prototyp a umožňuje využít tento model i v etapě testování vozidla. Díky navrhovanému přístupu se dosáhne velkého zkvalitnění testovacího procesu. Během testů jsou inženýrům k dispozici stejné veličiny jako během simulací, mohou využít animací modelu a mají k dispozici komfort při provádění analýz srovnatelný se současnými komerčními multibody simulačními programy. Propojením se softwarem pro analýzu dat zůstávají inženýrům k dispozici nástroje pro práci s měřenými signály, na které byli doposud zvyklí, jako je vyhledávání specifických událostí, filtrování dat, specifický způsob zobrazení dat pro posouzení některých aspektů chování vozidla, srovnání jednotlivých jízd atd. Tyto postupy mohou použít jak před aplikací multibody modelu, pro úpravu vstupních dat, tak i pro porovnání a zpracování veličin získaných výpočtem pomocí tohoto modelu.

Tento přístup může být velmi užitečný rovněž při verifikaci modelu měření. Při verifikaci modelu se často porovnává měřený průběh veličiny a veličiny získané simulací. Odchylka průběhu vypočtené veličiny vůči měřené, v daném časovém okamžiku, může být zapříčiněna nepřesností vstupních signálů ve zkoumaném časovém okamžiku, ale i historií odchylek těchto signálů,

nepřesností modelu v časovém okamžiku, ale i historií těchto nepřesností. Velmi těžko se jednotlivé vlivy rozpoznávají. Výše uvedený přístup umožňuje hledat odchylky veličin a nepřesnosti modelu nezávisle na předchozí historii.

Splněním cílů práce jsou vytvořeny podmínky pro zavedení nového kvalitativně vyššího přístupu k analýze měření jízdních (pracovních) stavů vozidel (včetně traktorů). Přínosem je nejen samotná metoda, ale i realizované aplikace.

Na dosažené výsledky navazují další vývojové práce. V Ústavu dopravní techniky, FSI VUT v Brně probíhá vývoj software pro analýzu měřených dat poskytující prostředí pro svázání dat a multibody modelů. Software bude poskytovat nejen prostředky, které umožní analyzovat měřená a vypočtená data pomocí klasických přístupů, ale i prostředky využívající výsledky z multibody modelů vozidel. Kromě již zmíněné animace se jedná o speciální zobrazení stavů pneumatik, nápravových a mezinápravových diferenciálů, tlumičů, atd.

Dále bude v návaznosti na dosažené výsledky pokračovat vývoj postupů zaměřených na zpřesňování parametrů modelů a submodelů. Příkladem může být vývoj softwarových prostředků pro identifikaci parametrů pneumatik.

Dovršením tohoto vývoje vznikne nástroj založený na multibody modelech zasahující nejen do vývojové fáze před vznikem prototypu, ale i významným způsobem do fáze testování vozidla a finálního doladění jeho parametrů. Jak bylo ukázáno na aplikaci prezentovaného postupu na orající traktor, bude tento nástroj rovněž využitelný i pro výzkum nejen automobilů, ale i dalších mobilních kolových prostředků.

7 PŘÍNOS PRÁCE

Hlavní přínos práce spočívá v sestavení metody, která vhodným propojením měřených dat s detailními multibody modely umožňuje zavedení nového kvalitativně vyššího přístupu k analýze měření jízdních (pracovních) stavů vozidel (včetně traktorů). Ukazuje, jak lze multibody simulační software využívaný zejména ve vývojové fázi vozidla, ještě před vznikem prototypu, povýšit na nástroj, který zasahuje i do fáze testování vozidla a finálního doladění jeho parametrů.

Hlavními atributy metody jsou:

- Model vozidla lze do značné míry přizpůsobit požadovaným cílům výpočtů a (díky aplikaci MB formalismu umožňujícího automatizaci v generování rovnic) je možné vytvářet i složité modely s mnoha stupni volnosti.
- Lze použít s minimálními úpravami model vyvinutý v předchozích etapách vývoje (simulační multibody model vytvořený v etapě návrhu vozidla) nebo sestavit nový model tak, aby respektoval již vyvinutou strukturu parametrů.
- Pro usnadnění propojení měřených signálů s modelem vozidla byla provedena úprava multibody formalismu a zavedeny silové prvky s neznámými parametry bez striktních omezení, které obsahují jiné komerční multibody softwary.
- Výpočty multibody modelu v navržené kombinaci s měřenými daty poskytují inženýrům i během testů stejné veličiny jako poskytují v etapě návrhu vozidla komerční multibody simulační programy a umožňují tak získat velmi komplexní a vzájemně provázané informace.
- Analýzy lze realizovat i v případě neznalosti hodnot některých parametrů vozidla, naopak lze chybějící informace výpočty získat.
- Odchylky výsledků v důsledku nepřesnosti parametrů vozidla postihují pouze některé veličiny, na rozdíl od simulačních výsledků ovlivněných kumulací chyb dynamických stavů.

- Metoda vykazuje velký potenciál pro získání veličin, které by bylo obtížné získat přímým měřením i potenciál pro určení některých parametrů vozidla a charakteristik jeho subsystémů (např. charakteristik pneumatik).

Metoda byla využita ve dvou aplikacích s následujícími přínosy:

- Na základě vyvinutého a verifikovaného multibody modelu tříbodového závěsu a modelu traktoru byl sestaven software, který slouží k výzkumu vlivu seřízení tříbodového závěsu na zatížení hnacích kol traktoru během orby na poli.
- Realizovaná měření traktoru během orby a následná analýza měřených dat pomocí modelu potvrdila dílčí závěry dlouhodobého výzkumu realizovaného na Mendelově univerzitě v Brně. Prokázalo se, že vhodnou délkou horního táhla lze dosáhnout podstatného snížení rozdílu zatížení hnacích kol traktoru.
- Byl sestaven multibody model vozidla a měřicí systém tak, aby měřené signály v kombinaci s modelem poskytl maximum informací o veličinách, které jsou důležité pro posouzení dynamických stavů vozidla vývojovými inženýry.

8 NÁMĚTY NA DALŠÍ ROZŠÍŘENÍ

Během zpracovávání vypočtených dat se ukázala citlivost vypočtených veličin na kvalitu kalibrace snímačů, zejména na stanovení jejich offsetů. Proto budou další práce zaměřeny na vypracování postupů kalibrace snímačů využitím laboratorních přístrojů, tak i jejich kalibrace jízdou, před vlastním měřením.

Navržená metoda prokázala potenciál pro identifikaci parametrů vozidla i charakteristik jeho subsystémů. Proto je účelné se v další činnostech zaměřit na přípravu speciálních postupů a metod, jejichž cílem bude určení jednotlivých charakteristik, včetně odhadů chyb a opakovatelnosti měření. V úvahu připadají postupy založené na jízdách testech pro nalezení aerodynamických charakteristik vozidla, charakteristik pneumatik, identifikaci polohy těžiště, atd.

Vzhledem k tomu, že metoda využívá kombinaci měřených dat s výpočty pomocí multibody modelu, je vhodné se dále zaměřit i na vývoj software pro analýzu měřených dat a jeho rozšíření o prostředí nejen pro svázání dat a multibody modelů, ale i pro zpracování výsledků. Vyvíjený software by měl maximálně využít možností, které výpočty pomocí multibody modelů nabízejí, jako jsou animace a speciální zobrazení zaměřená na vizualizaci subsystémů vozidla.

9 LITERATURA

- [1] SCHIEHLEN, Werner. *Multibody systems handbook*. Berlin: Springer, 1990. ISBN 3-540-51946-7.
- [2] STEJSKAL, Vladimír a Michael VALÁŠEK. *Kinematics and dynamics of machinery*. New York: Marcel Dekker, 1996. ISBN 0-8247-9731-0.
- [3] KORTUM, W. a W. SCHIEHLEN. General Purpose Vehicle System Dynamics Software Based on Multibody Formalisms. *Vehicle System Dynamics*. 1985, vol. 14, issue 4-6, s. 229-263. DOI: 10.1080/00423118508968833.
- [4] KORTUM, W. a R.S. SHARP. A Report on the State-of-Affairs on “Application of Multibody Computer Codes to Vehicle System Dynamics”. *Vehicle System Dynamics*. 1991, vol. 20, issue 3-4, s. 177-184. DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/00423119108968984>.
- [5] SHARP, R. S. Application of multi-body computer codes to road vehicle dynamics modelling problems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 1994, vol. 208, issue 1, s. 55-61. DOI: http://dx.doi.org/10.1243/pime_proc_1994_208_158_0.
- [6] PANKIEWICZ, E., W. SCHMID a B. THOMSON. NUBEMM - a special multi-body system as part of a modern simulation concept in the automobile industry. In: *Vehicle System Dynamics: 12th Symposium of the international Association for vehicle system dynamics: dynamics of vehicles on roads from tracks*. Lisse: Swets & Zeitlinger Publishers, 1991, s. 460-474. ISSN 0042-3114. DOI: 10.1080/00423119208969416.
- [7] SCHNELLE, Klaus-Peter, Anton VAN ZANTEN a Manfred HILLER. Simulation of nonlinear vehicle dynamics with the modular simulation package FASIM. In: *Vehicle System Dynamics: 12th Symposium of the international Association for vehicle system dynamics: dynamics of vehicles on roads from tracks*. Lisse: Swets & Zeitlinger Publishers, 1991, s. 551-565. ISSN 0042-3114. DOI: 10.1080/00423119208969422. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423119208969422>
- [8] STRIBERSKY, Anton a Michael W. SAYERS. Applications of symbolic manipulation for investigating the nonlinear dynamics of ground vehicles. In: *Vehicle System Dynamics: 12th Symposium of the international Association for vehicle system dynamics: dynamics of vehicles on roads from tracks*. Lisse: Swets & Zeitlinger Publishers, 1991, s. 608-624. ISSN 0042-3114. DOI: 10.1080/00423119208969426. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423119208969426>
- [9] SHABANA, Ahmed A. Computer methods for the analysis of large deformations in multi-body system dynamics. In: RAHNEJAT, Homer a Steve ROTHBERG. *Multi-body dynamics: monitoring and simulation techniques - III*. London: Professional Engineering Publishing, 2004, s. 15-30. ISBN 1-86058-463-2.
- [10] ARNOLD, M., B. BURGERMEISTER, C. FÜHRER, G. HIPPMANN a G. RILL. Numerical methods in vehicle system dynamics: state of the art and current developments. In: *Vehicle System Dynamics: 22nd Symposium of the International-Association-of-Vehicle-System-Dynamics (IAVSD)*. Oxon: Taylor & Francis, 2011, s. 1159-1207. ISSN 0042-3114. DOI:

- 10.1080/00423114.2011.582953. Dostupné z:
<http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423114.2011.582953>
- [11] MOREIRA, Pedro, Paulo FLORES, J.C.P. CLARO a Hamid LANKARANI. Influence of the dissipative contact models on the dynamic response of multibody systems. In: *19th International Conference on Computer Methods in Mechanics CMM-2011* [Honline]. Warsaw, Poland, 2011 [Hcit. 2014-09-30]. Dostupné z: http://www.cmm.il.pw.edu.pl/cd/pdf/096_f.pdf
- [12] KUIPER, E. a J. J. M. VAN OOSTEN. The PAC2002 advanced handling tire model. *Vehicle System Dynamics*. 2007, vol. 45, supplement, s. 153-167. DOI: 10.1080/00423110701773893. Dostupné z:
<http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110701773893>
- [13] TIELKING, J.T. a N.K. MITAL. *A Comerative Evaluation of Five Tire Traction Models: Tire Traction Characterisitcs Affecting Vehicle Performance*. Highway Safety Research Institute, University of Michigan, 1974. Report No. UM-HSRI-PF-74-2. Dostupné z:
<http://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/330/28983.0001.001.pdf?sequence=2>
- [14] BERNARD, J.E., L. SEGEL a R.E. WILD. *Tire Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Maneuvers*. 1977. SAE Technical Paper 770852. DOI: 10.4271/770852.
- [15] FIALA, E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen. *VDI-Zeitschrift*. 1954, Bd. 96, Nr. 29, s. 973.
- [16] SAKAI, H. Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres. 1. Review of theories of rubber friction. *International Journal of Vehicle Design*. 1981, vol. 2, issue 1, 78 - 110. DOI: 10.1504/IJVD.1981.061246. Dostupné z: <http://www.inderscience.com/info/inarticle.php?artid=61246>
- [17] SAKAI, H. Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres. 2. Experimental investigation of rubber friction and deformation of a tyre. *International Journal of Vehicle Design*. 1981, vol. 2, issue 2, s. 182-226. DOI: 10.1504/IJVD.1981.061416. Dostupné z:
<http://www.inderscience.com/info/inarticle.php?artid=61416>
- [18] SAKAI, H. Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres. 3. Calculation of the six components of force and moment of a tyre. *International Journal of Vehicle Design*. 1981, vol. 2, issue 3, s. 335-372. DOI: 10.1504/IJVD.1981.061417. Dostupné z:
<http://www.inderscience.com/info/inarticle.php?artid=61417>
- [19] RADT, H. S. a D. A. GLEMMING. Normalization of Tire Force and Moment Data. *Tire Science and Technology*. 1993, vol. 21, issue 2, s. 91-119. DOI: 10.2346/1.2139525. Dostupné z:
<http://tiresciencetechnology.org/doi/abs/10.2346/1.2139525>
- [20] RADT, H. S. *Processing of Tire Force/Moment Data*. 1995. SAE Technical Paper 951048. DOI: 10.4271/951048. Dostupné z: <http://papers.sae.org/951048/>
- [21] SCHMEITZ, A. J. C., I. J. M. BESSELINK a S. T. H. JANSEN. TNO MF-SWIFT. *Vehicle System Dynamics*. 2007, vol. 45, supplement, s. 121-137. DOI: 10.1080/00423110701725208. Dostupné z:
<http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110701725208>
- [22] GIPSER, M. FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*. 2007, vol. 45, supplement, s. 139-151. DOI: 10.1080/00423110801899960. Dostupné z:

- <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110801899960>
- [23] GIPSER, Michael. FTire: a physically based application-oriented tyre model for use with detailed MBS and finite-element suspension models. In: *Vehicle System Dynamics: 3rd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*. Philadelphia: Taylor & Francis, 2005, s. 76-91. ISSN 0042-3114. DOI: 10.1080/00423110500139940. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110500139940>
- [24] GALLREIN, A., J. DE CUYPER, W. DEHANDSCHUTTER a M. BÄCKER. Parameter identification for LMS CDTire. In: *Vehicle System Dynamics: 3rd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*. Philadelphia: Taylor & Francis, 2005, s. 444-456. ISSN 0042-3114. DOI: 10.1080/00423110500230053. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110500230053>
- [25] HIRSCHBERG, W., G. RILL a H. WEINFURTER. Tire model TMeasy. *Vehicle System Dynamics*. 2007, vol. 45, supplement, s. 101-119. DOI: 10.1080/00423110701776284. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110701776284>
- [26] DURAND-GASSELIN, Benoit, Thibault DAILLIEZ, Monika MÖSSNER-BEIGEL, Stephanie KNORR a Jochen RAUH. Assessing the thermo-mechanical TaMeTirE model in offline vehicle simulation and driving simulator tests. *Vehicle System Dynamics*. 2010, vol. 48, supplement, s. 211-229. DOI: 10.1080/00423111003706730. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423111003706730>
- [27] NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION. *NI VeriStand Fundamentals Course Manual*. December 2011. Austin, 2011. Part Number 325785A-01. Dostupné z: http://www.ni.com/pdf/products/us/NI_VeriStand_2011_CourseManual_English_Sample.pdf
- [28] SAYERS, M. W. Automated Formulation of Efficient Vehicle Simulation Codes by Symbolic Computation (AUTOSIM). In: *Vehicle System Dynamics: The dynamics of vehicles on roads and on tracks: proceedings of 11th IAVSD-symposium*. Lisse: Swets & Zeitlinger Publishers, 1989, s. 474-487. ISBN 90-265-1078-0.
- [29] ERSAL, Tulga, Burit KITTIRUNGSI, Hosam K. FATHY a Jeffrey L. STEIN. Model reduction in vehicle dynamics using importance analysis. *Vehicle System Dynamics*. 2009, vol. 47, issue 7, s. 851-865. DOI: 10.1080/00423110802444071. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110802444071>
- [30] PANKIEWICZ, E. a W. RULKA. From Off-Line to Real Time Simulations by Model Reduction and Modular Vehicle Modelling. In: *Proceedings of the 2003 ASME Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference: Volume 5: 19th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Parts A, B, and C*. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2003, s. 417-424. ISBN 0-7918-3703-3. DOI: 10.1115/detc2003/vib-48348.
- [31] LOOS, H., G. DÖDLBACHER. A Mathematical "Prototype" of the Vehicle to Describe Vehicle Handling Behaviour. *Vehicle System Dynamics*. 1985, vol. 14, issue 1-3, s. 61-68. DOI: 10.1080/00423118508968799. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423118508968799>

- [32] BLUNDELL, M V. The modelling and simulation of vehicle handling Part 1: Analysis methods. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 1999, vol. 213, issue 2, s. 103-118. DOI: 10.1243/1464419991544090. Dostupné z: <http://pik.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/1464419991544090>
- [33] BLUNDELL, M V. The modelling and simulation of vehicle handling Part 2: Vehicle modelling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 1999, vol. 213, issue 2, s. 119-132. DOI: 10.1243/1464419991544108. Dostupné z: <http://pik.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/1464419991544108>
- [34] BLUNDELL, M. V. The modelling and simulation of vehicle handling Part 3: Tyre modelling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2000, vol. 214, issue 1, s. 1-25. DOI: 10.1243/1464419001544115.
- [35] BLUNDELL, M. V. The modelling and simulation of vehicle handling Part 4: Handling simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2000, vol. 214, issue 2, s. 71-94. DOI: 10.1243/1464419001544250. Dostupné z: <http://pik.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/1464419001544250>
- [36] MOUSSEAU, C. W., M. W. SAYERS a D. J. FAGAN. Symbolic quasi-static and dynamic analyses of complex automobile models. In: *Vehicle System Dynamics: 12th Symposium of the international Association for vehicle system dynamics: dynamics of vehicles on roads from tracks*. Lisse: Symbolic quasi-static and dynamic analyses of complex automobile models, 1991, s. 446-459. ISSN 0042-3114. DOI: 10.1080/00423119208969415. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423119208969415>
- [37] DUFFEK, W., C. FÜHRER, W. SCHWARTZ a O. WALLRAPP. Analysis and simulation of rail and road vehicles with the program Medyna. In: *Vehicle System Dynamics: Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks: proceedings of 9th IAVSD Symposium*. Lisse: Swets & Zeitlinger, 1986, s. 71-85. ISSN 0042-3114. DOI: 10.1080/00423118608969127. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423118608969127>
- [38] RULKA, W. a A. EICHBERGER. SIMPACK - An Analysis and Design Tool for Mechanical Systems. *Vehicle System Dynamics*. 1993, vol. 22, supplement, s. 122-126. DOI: 10.1080/00423119308969483. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423119308969483>
- [39] KRÜGER, W.R., O. VACULIN a W. KORTÜM. Multi-Disciplinary Simulation of Vehicle System Dynamics. In: *Reduction of Military Vehicle Acquisition Time and Cost through Advanced Modelling and Virtual Simulation*. Neuilly-sur-Seine: RTO, Research and Treaty Organization, 2003, s. 22-25. ISBN 92-837-0027-9.
- [40] EICHBERGER, A. a G. HOFMANN. TMPT: multi-body package SIMPACK. *Vehicle System Dynamics*. 2007, vol. 45, supplement, s. 207-216. DOI: 10.1080/00423110701803385. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110701803385>
- [41] BERTRAM, T., F. BEKES, R. GREUL, O. HANKE, C. HAß, J. HILGERT, M. HILLER, O. ÖTTGEN, P. OPGEN-RHEIN, M. TORLO a D. WARD. Modelling and simulation for mechatronic design in automotive systems. *Control Engineering Practice*. 2003, vol. 11, issue 2, s. 179-190. DOI:

- 10.1016/S0967-0661(02)00076-X.
- [42] GREPL, Robert. *Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2007. ISBN 978-80-7300-226-8.
- [43] OTTER, Martin, Hilding ELMQVIST a Sven Erik MATTSSON. The New Modelica MultiBody Library. In: FRITZSON, Peter. *Proceedings of the 3rd International Modelica Conference* [Online]. The Modelica Association, 2003 [Hcit. 2014-07-10]. Dostupné z: http://www.modelica.org/events/Conference2003/papers/h37_Otter_multibody.pdf
- [44] Modelica Libraries. *Modelica* [Online]. Modelica Association, © 2000-2014 [Hcit. 2014-07-24]. Dostupné z: <https://modelica.org/libraries>
- [45] Multibody Libray. OTTER, Martin. *GitHub* [Online]. © 2014 [Hcit. 2014-07-10]. Dostupné z: <https://github.com/modelica-deprecated/MultiBody>
- [46] FISCHER, E. Standard multi-body system software in the vehicle development process. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2007, vol. 221, issue 1, s. 13-20. DOI: 10.1243/1464419JMBD59. Dostupné z: <http://pik.sagepub.com/lookup/doi/10.1243/1464419JMBD59>
- [47] BLOCKWITZ, Torsten, Martin OTTER, Johan AKESSON, Martin ARNOLD, Christoph CLAUß, Hilding ELMQVIST, Markus FRIEDRICH, Andreas JUNGHANN, Jakob MAUSS, Dietmar NEUMERKEL, Hans OLSSON a Antoine VIEL. Functional Mockup Interface 2.0: The Standard for Tool independent Exchange of Simulation Models. In: OTTER, Martin a Dirk ZIMMER. *Proceedings of the 9th International MODELICA Conference* [Online]. Linköping: Linköping University Electronic Press, 2012, s. 173-184, 2010-08-30 [Hcit. 2014-07-10]. Linköping Electronic Conference Proceedings. ISBN 978-91-7519-826-2. DOI: 10.3384/ecp12076173. Dostupné z: http://www.ep.liu.se/ecp_article/index.en.aspx?issue=76;article=17
- [48] PORTEŠ, Petr. *Matematické modelování ovladatelnosti motorových vozidel*. Brno, 1995. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní.
- [49] BAUER, František, Petr PORTEŠ, Dušan SLIMARŽÍK, Jiří ČUPERA a Martin FAJMAN. Analysis of force effects from a mounted plough to the soil. Připraveno do tisku.
- [50] OXFORD TECHNICAL SOLUTIONS. *RT Inertial and GPS Measurement Systems: User Manual*. 2013. Dostupné z: <http://www.oxts.com/Downloads/Products/RT-Range/rtman.pdf>
- [51] CORRSYS-DATRON. *CORREVIT HT-250 Sensor: User Manual*. 2005.
- [52] PENNY & GILES. *Motorsport Measurent & Control Sensors*. Penny+Giles Controls, 2012. Dostupné z: [http://www.pennyandgiles.com/getattachment/7d1fe915-4aa4-4417-b701-313ab76edc74/Motorsport_brochure_mar12\(EN\)](http://www.pennyandgiles.com/getattachment/7d1fe915-4aa4-4417-b701-313ab76edc74/Motorsport_brochure_mar12(EN))
- [53] Wheel Speed Sensor. *Race Technology* [Online]. 2014 [Hcit. 2014-07-28]. Dostupné z: <http://www.race-technology.com/wiki/index.php/OtherSensorTypes/WheelSpeed>
- [54] PORTEŠ, Petr. *Kolo - model kontaktu kola s vozovkou*. Brno, 1997. Technická zpráva. VUT v Brně, Fakulta strojní.
- [55] PORTEŠ, Petr. *Kloubový hřídél s homokinetickými klouby*. Brno, 1997. Technická zpráva. VUT v Brně, Fakulta strojní, Ústav dopravní techniky.

10 ABSTRAKT

Práce se zabývá matematicko-fyzikálním modelováním mobilních kolových prostředků. Hlavní přínos práce spočívá v sestavení metody, která vhodným propojením měřených dat s detailními multibody modely umožňuje zavedení nového kvalitativně vyššího přístupu k analýze měřených jízdních (pracovních) stavů vozidel (včetně traktorů). Ukazuje, jak lze multibody simulační software, využívaný zejména ve vývojové fázi vozidla ještě před vznikem prototypu, povýšit na nástroj, který zasahuje i do fáze testování vozidla a finálního doladování jeho parametrů.

Dále obsahuje popis metody a její využití pro analýzu stavů traktorů během orby. Software sestavený na základě vyvinutého a verifikovaného multibody modelu traktoru a jeho třibodového závěsu slouží k výzkumu vlivu seřízení třibodového závěsu na zatížení hnacích kol traktoru během orby na poli. Prezentovaná metoda je dále využita pro vytvoření multibody modelu vozidla, který spolu s navrženým měřicím systémem poskytuje maximum veličin a informací, které jsou důležité pro posouzení dynamických stavů vozidla vývojovými inženýry.

11 ABSTRACT

The subject of this thesis is mathematical and physical modeling of wheeled mobile vehicles. Its main contribution lies in the developed method (based on interconnecting measured data with detailed multibody models), which enables a higher quality approach to analyzing measured vehicle states (including tractors).

Through the utilization of this method, it is also possible to develop an engineering tool based on multibody modeling, usable not only in the developmental phase before the prototype is made, but also in the phase of vehicle testing and final adjustment of parameters.

This thesis describes a multibody formalism used for development of vehicle models, adjusted in a way that makes connecting the model with measured data easier. It also contains a description of the aforementioned method and its usage for analyzing vehicle states of a tractor while plowing. Software built on the basis of a developed and verified multibody model of a tractor and its three-point hitch is used in the research of influence of the three-point hitch adjustment on the load on the driving wheels of a tractor while plowing. The presented method is also utilized in the development of a multibody vehicle model, which, together with a designed measuring system, provides a maximum of signals and information vital for the assessment of the dynamic vehicle states by development engineers.