



## HYDRAULIC SHOCK ABSORBERS MODELLING IN TROLLEYBUS MULTIBODY SIMULATIONS OF RUNNING OVER A LARGE ROAD UNEVENNESS

M. Hajžman\*, P. Polach\*

**Summary:** *Hydraulic shock absorbers are except tires and air springs the most important suspension design elements, that influence the road vehicles dynamic behaviour. The contribution shows some possible approaches to the shock absorbers modelling in the context of multibody vehicle dynamics. The used shock absorbers models are mostly nonparametric ones and are based on the damping force versus velocity characteristics. The numerical simulations of the low-floor trolleybus ŠKODA 21 Tr multibody model running over a normalized obstacle are performed in the **alaska** software. State dynamic variables are compared for different types of the shock absorbers models.*

### 1. Úvod

Numerické simulace s využitím multibody modelů dopravních prostředků hrají stále větší roli při vývoji nových silničních vozidel. Významné jsou například simulace jízdy vozidla po trati s definovanými výškovými nerovnostmi, tedy po tzv. virtuálním povrchu. Ve spojení s vhodnými experimentálními a numerickými metodami pro napěťovou analýzu konstrukce tvoří multibody simulace komplexní nástroj pro predikci životnosti ověřovaného vozidla (Kepka a kol., 1999). Dále se multibody modely uplatňují také při hodnocení a zlepšování pasivní bezpečnosti řidiče a cestujících (Polach, 2003b).

Používané multibody modely musí věrohodně aproximovat chování reálného dopravního prostředku (Polach, 2001). Základním předpokladem je znalost a volba vhodných charakteristik a parametrů vozidla. Při každém výpočtovém modelování musí ale samozřejmě nutně docházet k různým zjednodušením a k přijímání zjednodušujících předpokladů. Důležitá je znalost vlivu těchto zjednodušení na sledované dynamické stavové veličiny.

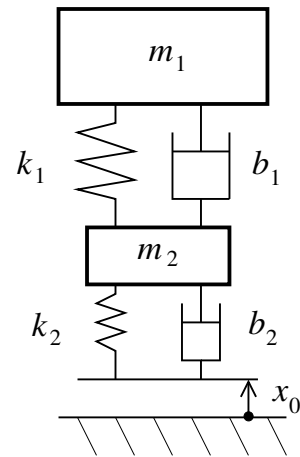
Jedním z konstrukčních prvků, které nejvíce ovlivňují dynamické chování silničních vozidel, jsou (kromě pneumatik a pružin pérování) hydraulické tlumiče pérování (Kovanda, 1997). Ve virtuálních počítačových modelech vozidel určených pro simulace různých provozních stavů je samozřejmě nezbytné tlumiče pérování uvažovat. Detailní modelování tlumičů vyžaduje velký počet mnohdy obtížně zjistitelných charakteristik a parametrů. Podle zvoleného typu

---

\* Ing. Michal Hajžman, Dr. Ing. Pavel Polach: ŠKODA VÝZKUM s.r.o.; Tylova 57, 316 00 Plzeň;  
tel.: +420.378 132 046, fax: +420.378 133 217; email: [michal.hajzman@skoda.cz](mailto:michal.hajzman@skoda.cz), [pavel.polach@skoda.cz](mailto:pavel.polach@skoda.cz)

modelu tlumiče musí být známá například rychlostní charakteristika tlumiče. Dále je možné do modelu tlumiče zahrnout deformační charakteristiku pružného uložení tlumiče nebo i rychlostní charakteristiku hydraulického dorazu. Se vzrůstající složitostí modelu tlumiče navíc stoupá výpočetní čas dynamické úlohy. Snahou výpočtářů je proto zjednodušené modelování tlumičů, které by ale nemělo negativně ovlivňovat přesnost výsledků.

Předkládaný příspěvek shrnuje některé možné přístupy k modelování hydraulických tlumičů v multibody simulacích. V dostupné literatuře je běžné studovat vliv různých parametrů vypružení vozidla na jednodušším čtvrtinovém modelu automobilu (obr. 1), který má dva stupně volnosti. Snahou autorů tohoto příspěvku bylo srovnání vlivu různých parametrů tlumičů vypružení s využitím komplexního multibody modelu nízkopodlažního trolejbusu, a získat tak lepší poznatky využitelné pro numerické simulace a výpočty skutečných silničních vozidel. Pro konkrétní případ numerických simulací přejezdu normalizované překážky (ČSN 30 0560) s multibody modelem nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr, který byl vytvořen v systému *alaska*, je porovnán vliv různého modelování tlumičů na výsledky těchto simulací. Sledovány jsou zejména veličiny důležité pro následné výpočty životnosti a spolehlivosti silničních vozidel.



Obr. 1 Jednoduchý dvouhmotový model automobilu.

## 2. Různé modely hydraulických tlumičů pérování v kontextu dynamiky silničních vozidel

Hydraulické tlumiče, které jsou součástí vypružení silničních vozidel, plní funkci tlumičů nárazů vznikajících při jízdě po nerovné vozovce a funkci tlumičů kmitání odpružené hmoty vozidla. Zajišťují tak větší bezpečnost jízdy, větší jízdní pohodlí řidiče i cestujících a lepší jízdní vlastnosti vozidla. Důsledkem jejich působení je rovněž snížení zatížení podvozku, přenos menších dynamických sil na rám a karoserii a z toho plynoucí delší životnost celého vozidla.

Mechanická energie, představovaná například pohybem vybuzeným po nárazu na nerovnost povrchu vozovky či kmitáním vozidla, je v hydraulických tlumičích „mařena“ hydraulickým odporem při průtoku vhodně navrženými ventily a měněna na energii tepelnou. Používají se různě konstrukčně řešené dvouplášťové a jednoplášťové teleskopické tlumiče (Vlk, 2000). Pro ilustraci je na obr. 2 vyobrazena struktura dvouplášťového tlumiče. Pracovní píst s průtokými ventily, který je upevněn na pístnici, se pohybuje v pracovním válci naplněném kapalinou. Omezeným průchodem kapaliny přes škrťací ventily z jedné části pracovního válce do druhé vzniká tlumicí síla, jejíž velikost závisí na rychlosti pohybu pístu, a tedy na relativní rychlosti roztahování a stlačování tlumiče. Mezi pracovním válcem a vnějším pláštěm je tzv. vyrovnávací prostor, propojený s pracovním válcem vyrovnávacím ventilem. Jednoplášťové tlumiče pracují rovněž na principu průtoku kapaliny škrťacími ventily. Kapalinou, zaplňující pracovní prostor tlumiče, jsou většinou oleje s různými vlastnostmi. Výhodnější je volba olejů, jejichž vlastnosti jsou málo závislé na měnící se teplotě. Tlumicí vlastnosti ovlivňuje zejména viskozita kapalinové náplně tlumiče.

Na vozidlové tlumiče jsou kladeny specifické požadavky, týkající se rozdílného chování při najetí na výčnělek či do výmolu. Při najetí na výčnělek by měl tlumič dovolit snadnější přiblížení kola k podvozku než při najetí do výmolu, kde by měl naopak zabránit oddálení kola od karoserie. Rozdílnost tlumících sil při roztahování a stlačování je zajištěna přítomností dvou ventilů o různých celkových průřezích, přičemž při jednotlivých pohybech proudí kapalina vždy pouze jedním ventilem.

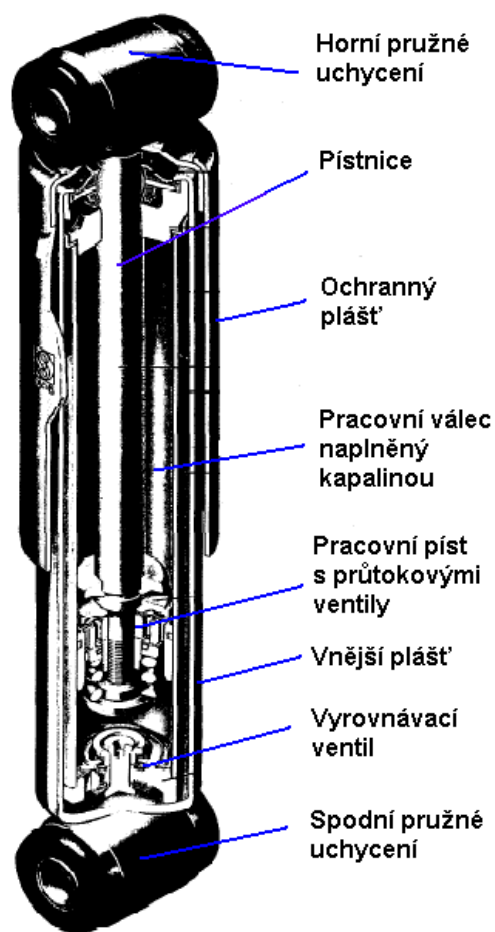
Uchycení tlumiče může být realizováno několika způsoby. Jedním ze způsobů zobrazeným u tlumiče na obr. 2 je opatření okem, v němž je zalisované pryžové pouzdro s otvorem pro čep. Jinou možností, která byla použita u tlumiče ATESO používaném pro trolejbusy ŠKODA, je navlečení pryžových kroužků a nebo pryžového pouzdra na čep tlumiče (obr. 3).

Posledním důležitou vlastností tlumičů z hlediska dynamiky vozidel je jejich omezená délka. V běžném provozu se sice nepředpokládají extrémní případy, kdy je tlumič roztažen na maximální funkční délku či stlačen na minimální, ale při modelování extrémních situací je možné tyto situace uvažovat. Konstrukčně je funkce tlumičů zajištěna pružnými pryžovými dorazy uvnitř tlumiče. Při roztažení na určitou danou délku mohou mít tlumiče také tzv. hydraulický doraz, který způsobí rapidní nárůst tlumící síly zmenšením průřezu průtokového ventilu.

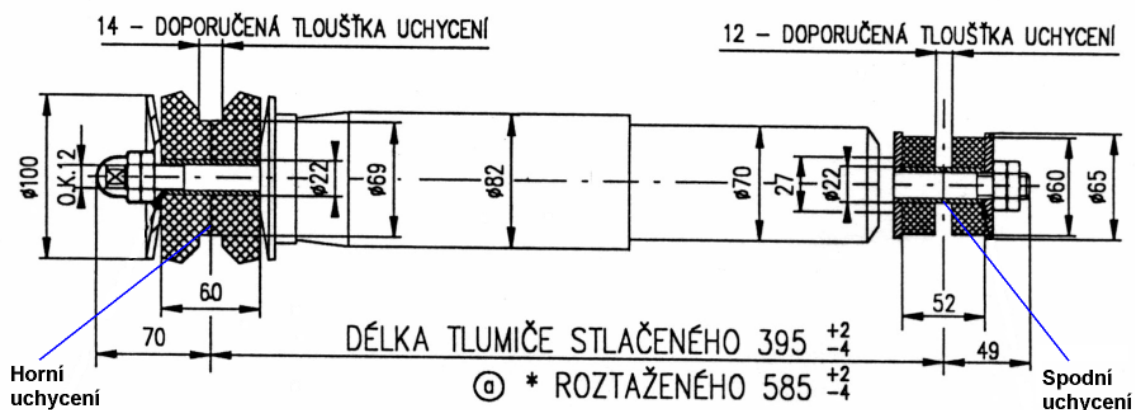
Z pohledu multibody simulací je důležité znát silové působení tlumiče v závislosti na relativním pohybu bodů, v nichž je tlumič uchycen k podvozku a k nápravě. Vytvořit model vozidlového tlumiče znamená navrhnout určitý algoritmus, pomocí něhož lze na základě relativní rychlosti, popřípadě také relativní vzdálenosti bodů uchycení, určit sílu působící v těchto bodech. Matematický model tlumiče je poté součástí multibody modelu vozidla. Používané modely tlumičů lze rozdělit do tří skupin, na modely *fyzikální*, *reologické* a *neparametrické*.

*Fyzikální modely* detailně popisují vnitřní strukturu a procesy probíhající uvnitř tlumiče. Velmi přesně popisují chování konkrétního tlumiče v široké oblasti provozních podmínek. Pro multibody modely a simulace ale nejsou vhodné právě v důsledku jejich přílišné komplexnosti, která vyžaduje časově náročné výpočty. Dále je pro jejich definici nutné identifikovat pomocí laboratorních zkoušek velké množství parametrů, které platí pouze pro konkrétní typ tlumiče a při návrhové změně tlumiče je nutné určit tyto parametry znovu.

Také *reologické modely* hydraulických tlumičů vyžadují určení většího počtu parametrů tak, aby dobře aproximovaly chování skutečného tlumiče. Skládají ze z kombinace různých



Obr. 2 Dvouplášťový tlumič.



Obr. 3 Schéma tlumiče ATESO používaného v trolejbusích ŠKODA 21 Tr.

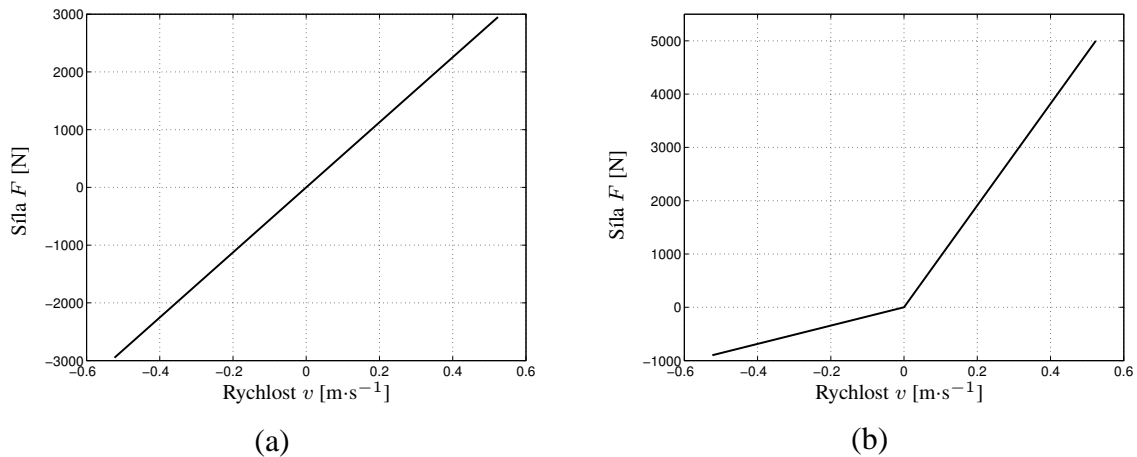
jednoduchých pružících a tlumících prvků zapojených v sérii nebo paralelně. Mohou rovněž zahrnovat vůli či určité tření.

Nejjednodušší jsou *neparametrické modely* tlumičů. Tato koncepce nevyžaduje žádný složitý fyzikální model ani identifikaci množství parametrů při experimentálních zkouškách. Je potřeba provést pouze jedno měření, z kterého lze získat přímo potřebnou závislost tlumící síly na relativní rychlosti stlačování a roztahování tlumiče. Závislosti jsou většinou měřeny při použití jednoduchého klikového mechanismu dovolujícího harmonicky budit měřený tlumič. Nemusí se uvádět pouze rychlostní charakteristika tlumiče (tlumící síla v závislosti na rychlosti), ale lze využít také závislosti tlumící síly na relativním posuvu pístu tlumiče nebo dokonce trojrozměrnou charakteristiku v závislosti na rychlosti a zrychlení pístu tlumiče (Weigel a kol., 2002). Částečnou nevýhodou tohoto přístupu k modelování tlumičů je, že jedna charakteristika vyhovuje pro simulace v úzké oblasti provozních parametrů, která je však vyvážena jednoduchostí a nenáročností měření. Není problém změřit více charakteristik a ty poté využívat pro různé typy multibody simulací. Jednodušší než u předchozích skupin modelů je zavádění nových typů tlumičů s konstrukčními změnami, se kterými opět stačí provést pouze jednoduché měření. Nepřekonatelnou výhodou neparametrických modelů hydraulických tlumičů je samozřejmě rychlost výpočtu.

Změřené charakteristiky tlumičů vykazují větší či menší míru hystereze způsobené zejména ze stlačitelnosti kapalinové náplně tlumiče. Velikost hystereze závisí na frekvenci a amplitudě zatěžování. Pro použití v multibody simulacích se většinou hysterezní křivky různě průměrují nebo prokládají, aby výsledná charakteristika byla jednoduchá křivka bez hysterezní smyčky.

Modely hydraulických tlumičů nemusí nutně patřit pouze do jedné z výše popsaných skupin. Lze kombinovat například reologické modely s neparametrickými, kdy jsou v různých konfiguracích zapojeny nelineární tlumiče a nelineární pružiny definované změřenými charakteristikami.

V následující části jsou uvedeny různé typy modelů tlumičů, které jsou vhodné pro multibody simulace s využitím běžně dostupných MBS programových prostředků. Vybrané typy tlumičů jsou použity ve srovnávacích výpočtech v programu **alaska**. Důraz při sestavování přehledu byl kladen především na snadnou dostupnost dat definujících model tlumiče. Pro potřeby tohoto příspěvku je každý typ označen jedním písmenem.



Obr. 4 Lineární a bilineární rychlostní charakteristika tlumiče ATESO ze zadní nápravy trolejbusu ŠKODA 21 Tr.

(A) *Lineární tlumič.*

V tomto případě je hydraulický tlumič nahrazen lineárním tlumičem s viskózním tlumením (obr. 4a). Vzhledem k tomu, že moderní tlumiče jsou vždy konstruovány jako nelineární, je tato náhrada příliš velkým zjednodušením.

(B) *Tlumič s bilineární charakteristikou.*

Bilineární charakteristiku tlumiče (obr. 4b) lze sestavit z parametrů tlumiče udávaných výrobcem, které jsou většinou součástí výkresové dokumentace. Bilineární charakteristika popisuje rozdílné tlumící vlastnosti při stlačování a roztahování.

(C) *Tlumič se změřenou rychlostní charakteristikou.*

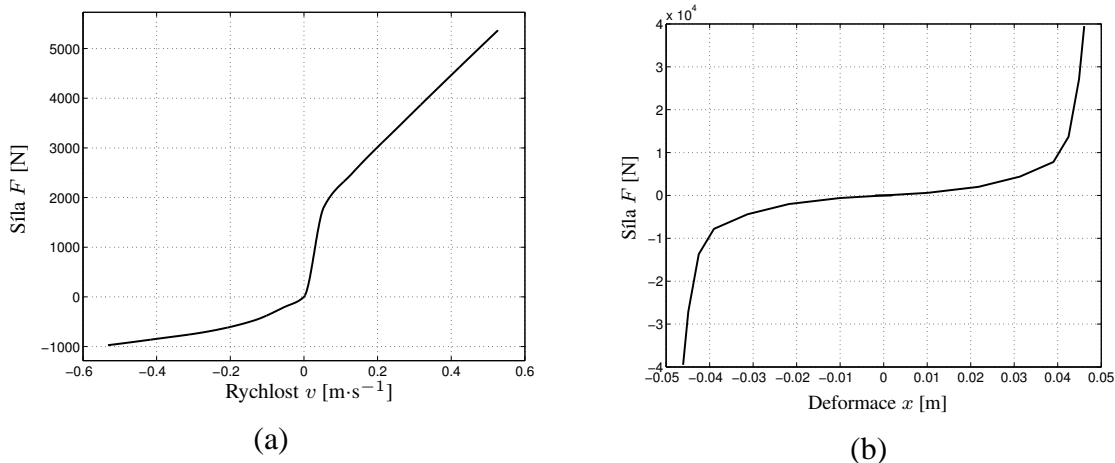
Zpřesněnou rychlostní charakteristiku lze identifikovat z měření při určitých provozních parametrech. Tato charakteristika je více zalomená v oblasti roztahování pro  $v > 0$  (obr. 5a) a lépe vystihuje chování reálného tlumiče.

(D) *Tlumič se změřenou rychlostní charakteristikou a sériově řazeným pružným členem.*

Pokud má být uvažován v modelu tlumiče použitého při multibody simulaci pružný člen, reprezentující tuhost silentbloků v uchycení tlumiče (obr. 2, 3) k nápravě a podvozku, lze k tlumiči sériově připojit pružinu s určitou charakteristikou. Nelineární deformační charakteristika silentbloku (obr. 5b) je získávána opět měřeními nebo z údajů výrobce. Problém představuje vyřešení celkových silových poměrů sériově řazeného nelineárního tlumiče a nelineární pružiny. To lze vyřešit zavedením pomocného tělesa s relativně malou hmotností mezi pružící a tlumící prvek, což už MBS software je schopný řešit. Tímto krokem se bohužel výpočet může stát numericky nestabilním.

(E) *Tlumič se změřenou rychlostní charakteristikou a sériově řazeným pružným členem — kvazistatický přístup.*

Nechceme-li použít žádná pomocná tělesa a dovoluje-li nám to používaný programový prostředek, lze pro vyřešení celkové síly v soustavě sériově řazeného tlumiče a pružiny použít kvazistatický přístup a vyřešit nelineární diferenciální rovnici popisující rovnováhu sil na tlumícím a pružícím prvku některou z numerických metod. Publikace (Besinger,



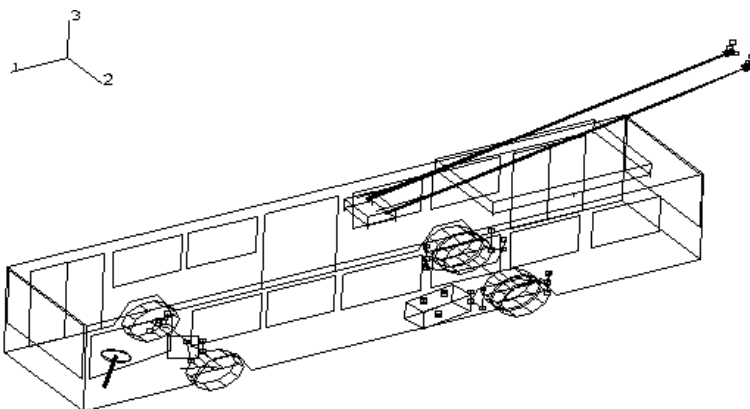
Obr. 5 Změřená rychlostní charakteristika tlumiče ATESO ze zadní nápravy trolejbusu ŠKODA 21 Tr a deformační charakteristika silentbloku.

1995) obsahuje odvození rovnice popisující tento problém pro třikrát lomenou charakteristiku tlumiče a kubickou charakteristiku pružiny. Možnost kvazistatické analýzy tlumiče s pružným členem umožňuje například software **MSA** (Kopenec, 2003).

Modely (D) a (E) lze rozšířit o silové působení v extrémních polohách tlumiče. Jestliže tlumič dosáhne určitou extrémní délku, zavádí se síla od pružného dorazu definovaná deformační charakteristikou, popřípadě síla od hydraulického dorazu definovaná rychlostní charakteristikou.

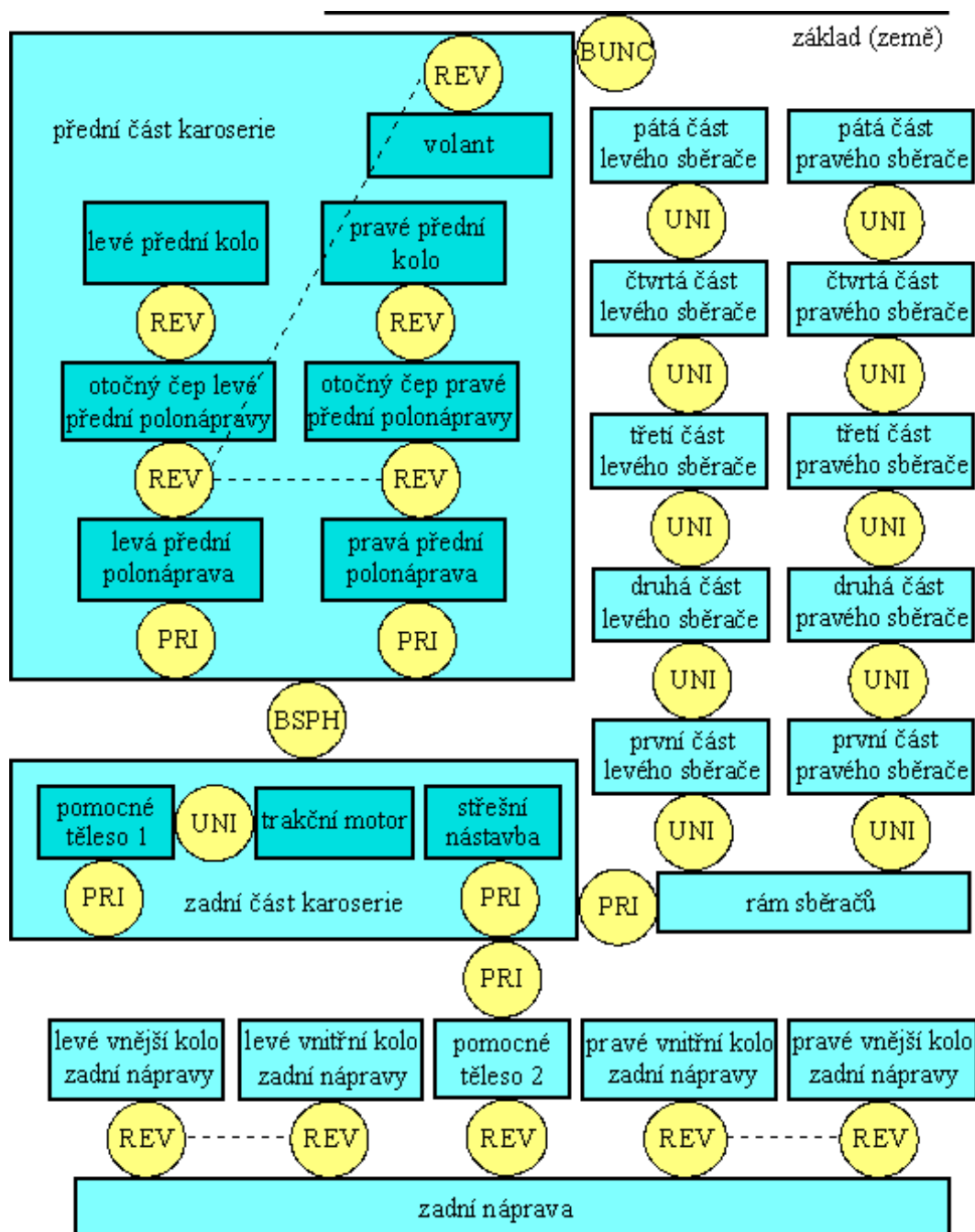
### 3. Multibody model trolejbusu ŠKODA 21 Tr

Srovnávací výpočty byly prováděny s multibody modelem nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr (Polach, 2003a), který byl vytvořen v systému **alaska**. Software **alaska** (Maisser a kol., 1998) je obecný programový prostředek pro kinematickou a dynamickou analýzu vázaných mechanických systémů. Multibody modely jsou tvořeny tuhými tělesy definovanými hmotovými parametry (hmotnost, momenty setrvačnosti, souřadnice těžiště) spojenými navzájem nebo k rámu kinematickými vazbami.



Obr. 6 Vizualizace multibody modelu nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr se zjednodušenou kinematikou zavěšení náprav v systému **alaska**.

Ukázka vizualizace multibody modelu trolejbusu v programu **alaska** je na obr. 6. Kinematické schéma modelu trolejbusu ŠKODA 21 Tr se zjednodušeně modelovanou kinematikou zavěšení náprav je zobrazeno na obr. 7. Obdélníky představují jednotlivá tuhá tělesa a kinematické vazby (BUNC = volná, PRI = posuvná, BSPH = sférická, REV = rotační, UNI = univerzální) jsou označeny kruhy. Přerušované čáry spojují vzájemně závislé kinematické vazby. Multibody model je sestaven z 29 tuhých těles a celkový počet stupňů volnosti v kinematických vazbách je 47. Karoserie trolejbusu je virtuálně rozdělena na dvě části, přičemž obě části jsou navzájem



Obr. 7 Kinematické schéma multibody modelu nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr se zjednodušenou kinematikou zavěšení náprav.

spojeny sférickou kinematickou vazbou se zavedenými torzními tuhostmi. Torzní tuhosti jsou zvoleny tak, aby model aproximoval první dva ohybové a první torzní vlastní tvar karoserie. Vzduchové pružiny, tlumiče a silentbloky jsou modelovány propojením odpovídajících těles silovými pružně tlumícími prvky. V numerických simulacích jízdy po nerovném povrchu jsou pneumatiky modelovány pomocí nelineárních pružin určených radiální deformační charakteristikou pneumatiky s uvažováním možného odskoku pneumatiky od povrchu vozovky. Pro simulace ostatních možných provozních situací (jízdy po vozovce bez nerovností) lze využít při modelování pneumatik *Tire Modul* programu **alaska** založený na Pacejkově modelu pneumatiky.

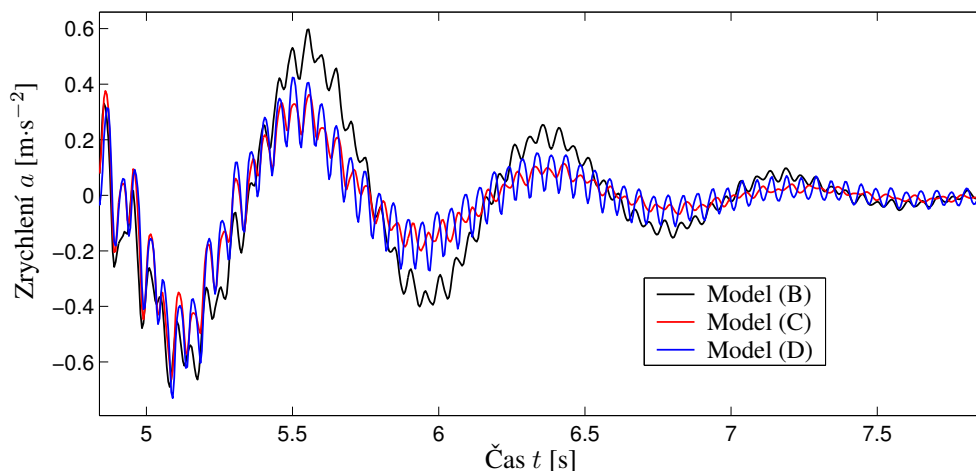
#### 4. Numerické simulace s různými modely tlumičů pérování

Základním numerickým experimentem vybraným pro porovnání vlastností různých typů modelů hydraulických tlumičů byl přejezd přes umělou překážku tvaru válcové úseče (ČSN 30 0560) rychlostí 40 km/h. Konfigurace rozmístění překážek při experimentálních zkouškách i numerických simulacích mohou být zvoleny různě. V testovacích případech byly jednotlivě simulovány přejezdy pouze levými, pouze pravými a všemi koly.

Sledovány byly časové průběhy vertikálního zrychlení na karoserii, které lze relativně jednoduše měřit na reálném vozidle a poté srovnávat s výsledky simulací. Dále byly porovnávány veličiny důležité pro pevnostní a životnostní výpočty rámu a karoserie trolejbusu, kterými jsou zejména síly přenášené vzduchovými pružinami a hydraulickými tlumiči z náprav na podvozek a s tím spojené relativní výchylky a rychlosti bodů uchycení těchto konstrukčních prvků.

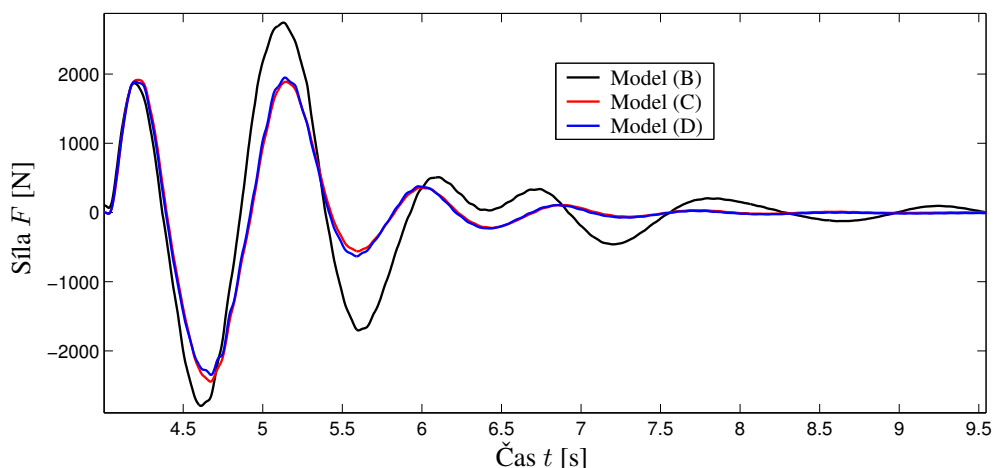
Srovnávací výpočty nebyly prováděny s nejjednodušším modelem (A), jenž nahrazuje silové působení hydraulického tlumiče lineární tlumící silou a představuje přílišné zjednodušení. Použití tohoto modelu je vhodné pouze pro rychlé odhady a počáteční analýzy. Publikace (Rajalingham a kol., 2003) se detailněji zabývá vlivem asymetrie rychlostní charakteristiky tlumiče pérování na kmitání vozidla. Automobil je zde modelován čtvrtinovým modelem s dvěma stupni volnosti.

Bilineární charakteristika modelu (B) byla sestavena s využitím dat získaných z výkresů tlumičů pérování od výrobce BRANO-ATESO a.s., Jablonec nad Nisou. Důležité je srovnání



Obr. 8 Časový průběh vertikálního zrychlení na rámu trolejbusu ŠKODA 21 Tr pro různé modely tlumičů pérování při přejezdu levými koly.





Obr. 9 Časový průběh síly přenášené levou přední vzduchovou pružinou trolejbusu ŠKODA 21 Tr pro různé modely tlumičů při přejezdu pravými koly.

výsledků získaných s modelem tlumičů typu (B) a výsledků vypočtených s modelem (C), kde byla použita přesnější změřená charakteristika z Hydrodynamické laboratoře fakulty strojní Technické univerzity v Liberci. Rozdíl je zřejmý z obr. 8, na němž jsou vyobrazeny časové průběhy vertikálního zrychlení rámu trolejbusu v místě nad přední nápravou při přejezdu levými koly. Vliv zpřesnění charakteristik tlumičů na výsledky simulací s multibody modely jiných typů trolejbusů dokumentuje výzkumná zpráva (Polach, 2002). V grafu je vykreslena také dynamická odezva multibody modelu trolejbusu s modelem tlumiče (D). Mezi nelineární pružinu charakterizující pružné uložení tlumiče a nelineární tlumič je vloženo pomocné těleso, jehož hmotnost odpovídá hmotnosti hydraulického tlumiče. Rozdíl časových průběhů vyšetřovaných veličin pro modely (C) a (D) již není tak výrazný ve srovnání s rozdílem mezi (B) a (C). Závěry získané z obr. 8 jsou ilustrovány i na časovém průběhu síly v levé přední vzduchové pružině při přejezdu pravými koly (obr. 9). Opět je zřejmý velký rozdíl v odezvě modelu s tlumičem typu (B) ve srovnání s ostatními dvěma modely.

Kvazistatický přístup (E) k modelování tlumičů s pružným uložením zatím nebyl v systému **alaska** realizován. Před dokončením je multibody model nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr v programu **MSA**, který umožňuje modelovat hydraulické tlumiče na základě kvazistatického přístupu.

## 5. Závěr

V příspěvku je podán přehled o možnostech modelování hydraulických tlumičů pérování v kontextu dynamiky silničních vozidel, zejména pro jízdu po nerovné vozovce. Je uvedeno několik typů modelů hydraulických tlumičů založených na použití různých experimentálních dat, které lze bez větších problémů získat od výrobce nebo z jednoduchých experimentálních měření. Jsou provedeny srovnávací výpočty přejezdů nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr přes normalizovanou překážku s vybranými modely tlumičů v systému **alaska**.

Největší rozdíl časových průběhů sledovaných veličin ve srovnání s ostatními dvěma modely se změřenou charakteristikou a se zavedeným pružným uložením tlumiče je pro neparametrický model hydraulického tlumiče s bilineární charakteristikou získanou od výrobce.

Ověření přesnosti multibody modelu trolejbusu ŠKODA 21 Tr, a tím i modelu hydraulických tlumičů, bude provedeno na základě výsledků provozních měření s reálným trolejbusem, jejichž realizace je plánována na druhou polovinu roku 2004.

Příspěvek je součástí řešení grantu GA ČR s názvem „Tvorba virtuálních povrchů a jejich uplatnění pro posuzování životnosti vozidel“, který je registrován pod číslem 101/03/1497.

## 6. Literatura

- Besinger, F.H., Cebon, D. & Cole, D.J. (1995) Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics, in: *Vehicle System Dynamics*, 24 (1995), Swets & Zeitlinger, Lisse, pp. 35-64.
- Kepka, M., Hejman, M., Polach, P. & Václavík, J. (1999) Using the Computer Simulations at Trolleybus Development: Strength, Dynamic and Fatigue, in *CD-ROM Proc. European Conference on Computational Mechanics '99*, Munich.
- Kopenec, J. (2003) **MSA/MECH Dataset**, *Uživatelská příručka software MSA [version 3.0]*. Multibody System Analysis, Software, Support, Kopřivnice.
- Kovanda, J., Resl, I. & Socha, J. (1997) *Konstrukce automobilů, Pérování vozidel*. Vydavatelství ČVUT, Praha.
- Maisser, P., Wolf, C.D., Keil, A., Hendel, K., Jungnickel, U., Hermsdorf, H., Tuan, P.A., Kielau, G., Enge, O., Parsche, U., Härtel, T. & Freudenberg, H. (1998) **alaska**, *User manual, Version 2.3*. Institute of Mechatronics, Chemnitz.
- Polach, P. (2001) *Verifikované multibody modely trolejbusu ŠKODA 14 Tr M*. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0517/2001, Plzeň.
- Polach, P. (2002) *Vliv zpřesnění charakteristik tlumičů na výsledky simulací přejezdů překážky a multibody modely trolejbusů ŠKODA 14 Tr M a ŠKODA 14 Tr E*. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0592/2002, Plzeň.
- Polach, P. (2003a) *Multibody modely nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr — modifikace s dělenou přední nápravou*. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0651/2003, Plzeň.
- Polach, P. (2003b) Multibody Simulations of a Low-Floor Trolleybus Model with Driver and Passengers, in: *CD-ROM Proc. of ECCOMAS Thematic Conference on Advances in Computational Multibody Dynamics 2003*, Lisbon.
- Rajalingham, C. & Rakhaja, S. (2003) Influence of suspension damper asymmetry on vehicle vibration response to ground excitation, in: *Journal of Sound and Vibration*, 266 (2003), Academic Press, Amsterdam, pp. 1117-1129.
- Vlk, F. (2000) *Podvozky motorových vozidel*. Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno.
- Weigel, M., Mack, W. & Riepl, A. (2002) Nonparametric Shock Absorber Modelling Based on Standard Test Data, in: *Vehicle System Dynamics*, Vol. 38, No. 6, Swets & Zeitlinger, Lisse, pp. 415-532.