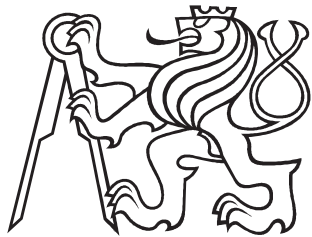


Diplomová práce



České
vysoké
učení technické
v Praze

F2

Fakulta strojní
Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Inertery a dynamické hltiče pro odpružení vozidel

Bc. Jan Němec

Vedoucí: prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

Obor: Mechatronika

Leden 2021

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Němec** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **420504**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Mechatronika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Inertery a dynamické hltiče pro odpružení vozidel

Název diplomové práce anglicky:

Inerters and dynamic absorbers for vehicle suspensions

Pokyny pro vypracování:

- 1) Seznamte se s použitím inerterů pro zlepšení dynamických vlastností podvozků vozidel.
- 2) Sestavte simulační modely s různým zařazením inerterů do odpružení vozidla.
- 3) Proveďte optimalizaci různých variant odpružení s inertery.
- 4) Navrhněte a optimalizujte řízení aktivních a poloaktivních prvků v odpružení s inertery.
- 5) Posuďte a vyhodnoťte možnosti doplnění odpružení o dynamické hltiče.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Valášek, M., Kortum, W., Šika, Z., Magdolen, L., Vaculín, O., Development of Semi-Active Road-Friendly Truck Suspensions. Control Engineering Practice. 1998, vol. 6, no. 6, pp. 735-744.
- [2] Smith M.C., Wang Fu-Cheng, Performance Benefits in Passive Vehicle Suspensions Employing Inerters. Vehicle System Dynamics - VEH SYST DYN. 42, Vol. 3, pp. 2258 - 2263.
- [3] Steinbauer, P.; Baněček, J.; Kolda, O.; Houfek, P.; Zemánek, T., Inerter potential for vehicle vertical dynamics, In: Proceedings of the 8th ECCOMAS Thematic Conference on MULTIBODY DYNAMICS 2017. Praha: CTU PH. Production, 2017. pp. 707-712.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D., odbor mechaniky a mechatroniky FS

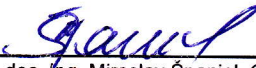
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

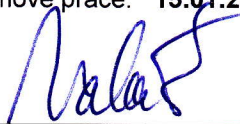
Datum zadání diplomové práce: **30.10.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **15.01.2021**

Platnost zadání diplomové práce: _____


prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

25.11.2020

Datum převzetí zadání

Němec

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

V Praze, 15. ledna 2021

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Zbyňku Šikovi Ph. D. za jeho rady, pomoc a strávený čas. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům Zdeňce a Janu Němcovým za jejich morální a finanční oporu při studiu.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Jan Němec
Název diplomové práce:	Inertery a dynamické hltiče pro odpružení vozidel
Anglický název:	Inerters and dynamic absorbers for vehicle suspensions
Akademický rok:	2020/2021
Studijní program:	Strojní inženýrství
Obor studia:	Mechatronika
Ústav/odbor:	Ústav mechaniky, mechatroniky a biomechaniky Odbor mechaniky a mechatroniky
Vedoucí bakalářské práce:	Prof. Ing. Zbyněk Šika Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 56 Počet obrázků: 33
Klíčová slova:	Dynamika vozidel, odpružení vozidel, čtvrtauto, inertor, hltič vibrací, poloaktivní odpružení, vícekriteriální optimalizace, kritérium pohodlí, kritérium stability, ground-hook, sky-hook.
Keywords:	Vehicle dynamics, vehicle suspension, quarter-car, inerter, vibration absorber, semi-active vehicle suspension, multiple objective optimization, comfort criterion, stability criterion, ground-hook, sky-hook.
Anotace:	Tématem diplomové práce je návrh rozšířených variant odpružení automobilů. Předmětem zkoumání jsou varianta s inertorem, varianta s dynamickým hltičem a varianta s kombinací dynamického hltiče a poloaktivního tlumení. Byla provedena optimalizace parametrů všech variant bez aktivních prvků. Na základech těchto optimalizovaných variant pak bylo navrženo odpružení s aktivním hltičem a s poloaktivním tlumením.
Abstract:	The thesis deals with extended structures of vehicle suspension. Several variants have been investigated that employ an inerter, a dynamic absorber and a combination of dynamic absorber and semi-active damping. All passive suspension variants have been optimized. Based on the optimized variants an active suspension has been designed employing the active dynamic absorber and semi-active damping.

Obsah

1 Úvod	1
1.1 Co je to inertor	1
2 Cíle práce	3
3 Rešerše problematiky	5
4 Simulační modely	11
4.1 Model 1 - Konvenční odpružení	11
Charakteristika modelu	13
4.2 Model 2 - Čtvrtauto s inertorem v sériovém uspořádání	14
4.3 Model 3 - Čtvrtauto s aktivním hltičem na neodpružené hmotě	16
4.4 Model 4 - Čtvrtauto s aktivním hltičem na odpružené hmotě	18
5 Optimalizace pasivních variant odpružení	21
5.1 Vertikální dynamika vozu a její kritéria optimality	21
5.1.1 Přenos pohodlí	21
5.1.2 Přenos stability	21
5.1.3 Kritérium optimality pohodlí a stability	22
5.2 Metoda optimalizace	23
5.2.1 Výpočet přenosů pohodlí a stability	23
5.2.2 Cílová funkce	24
5.3 Optimalizace Modelu 1	25
5.3.1 Výsledky optimalizace Modelu 1	25
5.4 Optimalizace Modelu 2	26
5.4.1 Výsledky optimalizace Modelu 2	27
6 Rozšíření odpružení o dynamické hltiče	29
6.1 Parametry stabilizované struktury	29
6.2 Pasivní naladění dynamického hltiče	29
6.3 Odpružení s aktivním hltičem na neodpružené hmotě	30
6.3.1 Parametry hltiče	30
6.3.2 Optimalizace parametrů hltiče	30
6.3.3 Syntéza řízení aktivního hltiče	30
6.3.4 Výsledky dosažené s aktivním hltičem na neodpružené hmotě	32
6.4 Odpružení s hltičem na odpružené hmotě vozu	37
6.4.1 Parametry hltiče	37
6.4.2 Výsledky dosažené s hltičem na odpružené hmotě	37

7 Odpružení s dynamickým hltičem a s poloaktivním tlumením.	39
7.1 Simulační model	39
7.2 Poloaktivní tlumič	40
7.3 Koncept Sky-hook a Ground-hook, strategie řízení.....	41
7.4 Kritéria optimality	42
7.5 Simulace	43
7.6 Výsledky simulace pro variantu Sky-Hook + Ground-hook	43
7.7 Výsledky simulace pro variantu Ground-hook.....	45
8 Závěr	53
Bibliografie	55

Obrázky

1.1 Inertor - realizace s ozubeným hřebenem a s pohybovým šroubem. [1]	2
3.1 Smith & Wang - Varianty uspořádání komponent odpružení. Zdroj: [1]	5
3.2 Smith & Wang - Fyzická realizace modelu S5. Zdroj: [1]	6
3.3 Charakteristika tlumiče - závislost tlumicí síly na řídicím proudu. Zdroj:[2]	7
3.4 Ground-Hook a jeho praktická realizace poloaktivním tlumičem. Zdroj:[2]	8
3.5 Výsledky, jízda po dobrém stochastickém profilu. Zdroj:[2]	8
3.6 Dynamický tlumený hltič vibrací s inertorem - Základní a modifikovaný návrh. Zdroj: [4]	9
3.7 Kapalinový inertor se spirálovým kanálem a testované konfigurace umístění inertoru v mechanismu odpružení. Zdroj: [10]	10
4.1 Model 1 - konvenční čtvrtauto	12
4.2 Model 1 - frekvenční charakteristika	13
4.3 Model 1 - Přejezd kosínového hrbu	13
4.4 Model 2 - Čtvrtauto s inertorem v sériovém uspořádání	15
4.5 Model 3 - Čtvrtauto s aktivním hltičem na neodpružené hmotě	17
4.6 Model 4 - Čtvrtauto s aktivním hltičem na odpružené hmotě	19
5.1 Frekvenční charakteristika výsledných konfigurací Modelu 1	27
5.2 Frekvenční charakteristika výsledných konfigurací Modelu 2	28
6.1 Simulink - Model 3	32
6.2 Frekvenční charakteristika odpružení s dynamickým hltičem na neodpružené hmotě.	34
6.3 Aktuátor aktivního hltiče - Velikost akčního zásahu, Periodic chirp 0-20 Hz . . .	34
6.4 Přejezd kosínového hrbu - porovnání Modelu 1 a Modelu 3	35
6.5 Přejezd kosínového hrbu - akční síla F_a	35
6.6 Stochastické buzení - porovnání Modelu 1 a Modelu 3	36
6.7 Stochastické buzení - akční síla F_a	36
6.8 Frekvenční charakteristika použitých konfigurací Modelu 4 s dynamickým hltičem na odpružené hmotě	38
7.1 Model s dynamickým hltičem a s poloaktivním tlumením	40
7.2 Charakteristika uvažovaného řízeného tlumiče [15]	41
7.3 Simulink - sestava modelu s hltičem a s poloaktivním tlumením	43

7.4 Výstup modelu při buzení signálem Chirp 0-20 Hz. Varianta Sky-hook + Ground-hook.	46
7.5 Výstup modelu při přejezdu kosínového hrbu. Varianta Sky-hook + Ground-hook.	47
7.6 Výstup modelu při buzení stochastickým signálem. Varianta Sky-hook + Ground-hook.	48
7.7 Výstup modelu při buzení signálem Chirp 0-20 Hz. Varianta Ground-hook.	49
7.8 Výstup modelu při přejezdu kosínového hrbu. Varianta Ground-hook.	50
7.9 Výstup modelu při buzení stochastickým signálem. Varianta Ground-hook.	51

Tabulky

5.1 Hodnoty konstantních vah kritérií.	24
5.2 Hodnoty variabilních vah kritérií.	25
5.3 Výsledky optimalizace Modelu 1.	26
5.4 Výsledky optimalizace Modelu 2.	27
6.1 Optimální nastavení konvenčního odpružení (Modelu 1).	29
6.2 Výsledky optimalizace parametrů hltiče.	30
6.3 Výsledky Model 3.	32
6.4 Výsledky Model 4.	37
7.1 Výsledky varianty Sky-hook + Ground-hook.	44
7.2 Výsledky varianty Ground-hook.	45

Kapitola 1

Úvod

Předmětem této diplomové práce je prozkoumání možnosti, které nabízejí struktury konstrukce odpružení vozidel rozšířené o nekonvenční prvky. Klasická konstrukce odpružení vozidla jak ji známe, sestává z pružiny a tlumiče v paralelním uspořádání. Parametry těchto dvou komponent je při konstrukci třeba vhodně naladit, aby vozidlo dobře tlumilo nerovnosti, aby pneumatiky na nerovnostech optimálně doléhaly na povrch vozovky, a aby dynamické síly přenášené na povrch silnice povrch neničily. Tyto požadavky jsou do značné míry protichůdné a proto jsou možnosti jejich současného splnění omezené.

V této práci prozkoumáme struktury odpružení, ve kterých bude použit inertor, aktivní prvky a dynamické hltiče, a budeme se zabývat jejich přínosy ke zlepšení možností současného splnění výše jmenovaných požadavků.

1.1 Co je to inertor

Inertor je mechanická komponenta se dvěma výstupními body, které konají vzájemně posuvný pohyb. Přitom síla, kterou inertor na tyto dva body působí, je úměrná vzájemnému *zrychlení* těchto dvou bodů. Je to podobné, jako když uvažíme pružinu - zde je síla mezi jejími výstupními body úměrná jejich vzájemné *poloze*. V případě tlumiče je pak tato síla úměrná vzájemné *rychlosti* jeho výstupních bodů. Inertor tedy přináší po boku pružin a tlumičů chybějící rozšíření možností při konstrukci mechanických sestav, které mají vykazovat určitou žádanou mechanickou impedanci.

Při konstrukci mechanismu s určitou mechanickou impedancí můžeme vycházet z analogie s elektrickými systémy. Zde platí, že libovolnou impedanci elektrického systému, který je pasivní, lze realizovat syntézou elektrického obvodu sestaveného z pasivních elektrických komponent, tedy z rezistorů, cívek a kodenzátorů. V analogii mechanických a elektrických systémů typu Síla-Proud existují páry mechanických a elektrických komponent, které jsou

vzájemně analogické.

Rezistor \leftrightarrow *Mechanický tlumič*

Cívka \leftrightarrow *Mechanická pružina*

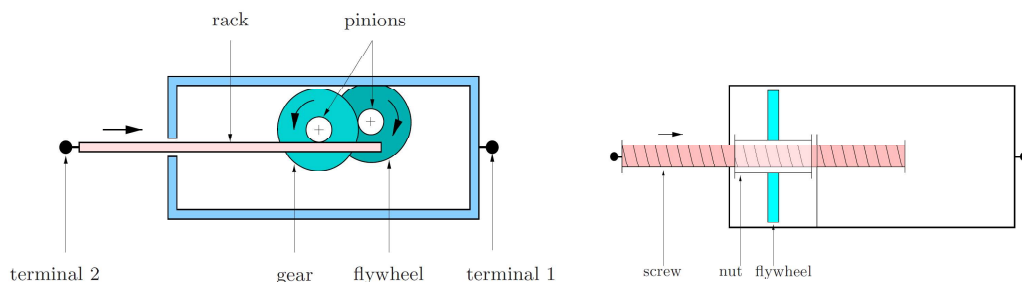
Kondenzátor (uzeměný) \leftrightarrow *Hmota*

Zdálo by se tedy, že pomocí tlumičů, pružin a hmot by mělo být možné sestavit mechanismus, jehož mechanická impedance může být libovolná. Potíž je ale v tom, že pomocí hmoty lze realizovat pouze analogii *uzeměného* kondenzátoru. To odpovídá II. Newtonovu zákonu z mechaniky, kde síla působící na hmotu je úměrná zrychlení této hmoty vůči *inerciální* (tedy nezrychlené) vztažné soustavě. Sílu úměrnou rozdílu zrychlení dvou bodů, jejichž obě zrychlení jsou nenulová, tedy pomocí hmoty realizovat nelze. Právě inertor tento problém řeší a v analogii s elektrickými systémy tvoří analogickou komponentu k neuzeměnému kondenzátoru.

Kondenzátor \leftrightarrow *Inertor*

Z mechanických komponent pružina - tlumič - inertor lze tedy sestavit mechanismus s libovolnou mechanickou impedancí. Tento fakt umožňuje při konstrukci mechanismů odpružení docílit při použití inertorů širších vlastností, než jaké jsou dosažitelné pouze kombinací pružin a tlumičů.

Existuje více způsobů, jak inertor mechanicky zkonstruovat. (Obr. 1.1) Nejčastěji se používá varianta, kdy je vzájemný posuvný pohyb výstupních bodů inertoru převeden pomocí ozubeného hřebene a převodů ozubenými koly na otáčivý pohyb setrvačníku. Díky velkému převodovému poměru je pak inertance inertoru značně vyšší, než jeho celková hmotnost. Další mechanická realizace používá kuličkový pohybový šroub, který opět vzájemný posuvný pohyb výstupních bodů převádí na otáčivý pohyb setrvačníku uvnitř.



Obrázek 1.1: Inertor - realizace s ozubeným hřebenem a s pohybovým šroubem. [1]

Kapitola 2

Cíle práce

Cílem práce je popsat dosažitelné výsledky ve zlepšení vlastností odpružení vozidla pomocí použití inercí, dynamických hltičů, aktivních a poloaktivních prvků. Tím se rozumí zlepšení kritérií pohodlí a stability. Zlepšení kritéria pohodlí znamená izolovat kabinu vozidla od vibrací vznikajících jízdou po nerovném profilu vozovky. Zlepšení kritéria stability znamená minimalizovat dynamické síly působící na pneumatiky při jízdě. Prvním krokem ke splnění zadání je rešerše pramenů dokumentujících současný stav poznání v této oblasti.

Druhým krokem je úvaha, jaké konfigurace mechanismu odpružení mohou přinést nějaké zlepšení, a tedy stojí za to se jimi zabývat. Tyto zvolené konfigurace je třeba vhodným způsobem namodelovat. Bude sestaven model čtvrtauta v konvenční podobě i ve všech svých zvolených modifikacích.

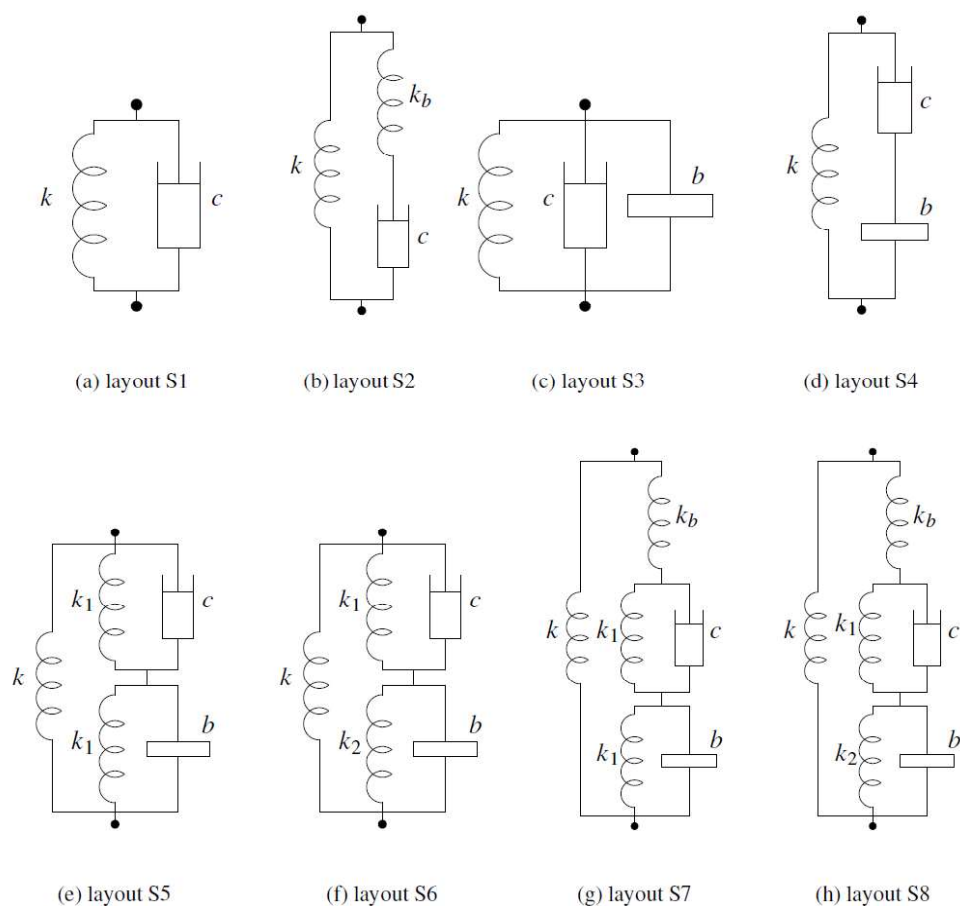
Dále je třeba zvolit vhodné parametry komponent použitých v modelech, aby vlastnosti odpružení byly co nejlepší. Parametry budou určeny pomocí víceparametrické vícekritériální optimalizace. V případě aktivních a poloaktivních struktur pak bude na základech odladěného pasivního modelu sestaven návrh řízení.

Závěrem je třeba všechny varianty odpružení podrobit zkoušce funkčnosti a optimality. Je třeba navrhnout soubor druhů a parametrů budících signálů, kterými budou soustavy buzeny, a jednotný systém záznamu a vyhodnocení výstupů. Takto bude možné jednotlivé modely vzájemně porovnat a diskutovat o efektivitě navržených řešení a o tom, jakých lze s nimi dosáhnout zlepšení výsledků.

Kapitola 3

Rešerše problematiky

Článek autorů Smith a Wang [1] pojednává o použití inerterů v odpružení vozidel. Autoři na začátku svojí práce navrhli celkem 8 možných variant uspořádání komponent v odpružení vozidla. Ty jsou znázorněny na Obr.3.1.



Obrázek 3.1: Smith & Wang - Varianty uspořádání komponent odpružení. Zdroj: [1]



Obrázek 3.2: Smith & Wang - Fyzická realizace modelu S5. Zdroj: [1]

Autoři definovali tři kritéria optimality jako cílové funkce optimalizace. Prvním kritériem J_1 je kritérium pohodlí hodnotící zrychlení odpružené hmoty čtvrtauta. Druhé kritérium J_3 je kritérium stability a hodnotí dynamickou sílu přenášenou do vozovky. Třetím kritériem J_5 je kritérium schopnosti odpružení nést dynamické účinky vznikající při jízdě, např. při brždění nebo při průjezdu zatáčkou.

Autoři uvádějí, že uspořádání komponent S2, S7 a S8 s odlehčující pružinou k_b nepřináší navzdory očekávání zlepšení kritéria pohodlí. Proto tyto dvě varianty z dalšího zkoumání vyřadili. rovněž nebylo pracováno s variantou S4, u které nastává problém s nedefinovanou neutrální polohou uzlu mezi tlumičem a inertorem. Varianty S5 a S6 se liší pouze možností nastavovat individuálně tuhosti vystředovacích pružin k_1 a k_2 . Varianta S6 byla ze zkoumání vyřazena, protože možnost individuálního nastavení tuhostí těchto dvou pružin nepřinesla při optimalizaci parametrů žádné zlepšení cílových kritérií oproti variantě S5.

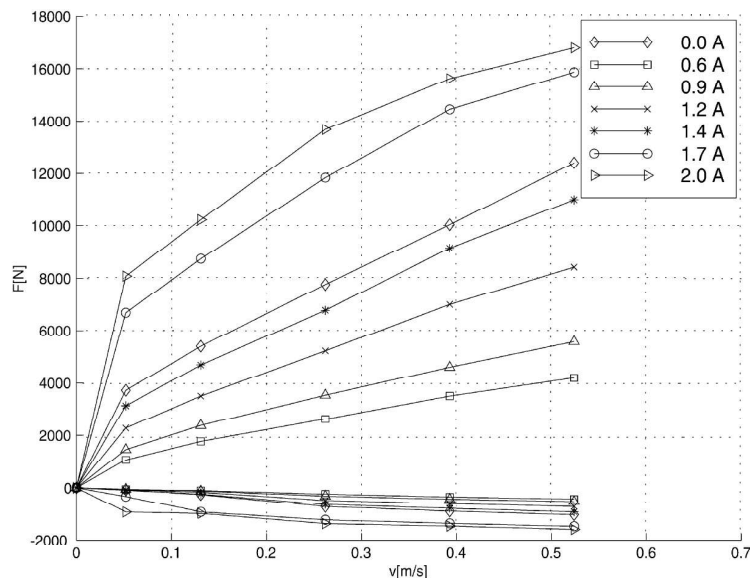
Dále byla provedena optimalizace parametrů odpružení pro zlepšení kritéria pohodlí s použitím lokální simplexové metody. V případě varianty odpružení S3 bylo dosaženo zlepšení o 8.17 % oproti optimální variantě S1, s variantou S5 bylo dosaženo zlepšení o 9.26 %.

Optimalizace parametrů pro zlepšení kritéria stability nepřinesla u varianty S3 žádné zlepšení. V případě varianty S5 bylo dosaženo zlepšení o 6.53 %.

Autoři studie dále sestrojili i fyzický model struktury S5. (Obr. 3.2) S tímto modelem provedli laboratorní testy hydropulzem. Sestava byla buzena harmonickým kmitáním o frekvenci 0.2 - 20 Hz. Autoři uvádějí, že chování modelu při měření se dobře shodovalo se simulací.

Na fakultě strojní ČVUT byl v rámci projektu SADTS (Semi-Active Damping of Truck Suspensions and its Influence on Driver and Road Loads) vypracován návrh poloaktivního odpružení nákladního automobilu Škoda-Liaz. [2] Studie se zabývala potřebou snížit dynamické síly přenášené nákladními automobily na vozovku a tím zabránit jejich destruktivním účinkům. Při tom měla být zachována míra pohodlí, kterou umožňoval stávající podvozek.

V soustavě byly použity poloaktivní tlumiče Fichtel & Sachs CDC N50/55. Ty umožňují řídicím proudem regulovat v určitém rozmezí tlumící sílu. Charakteristika použitého tlumiče je na Obr.3.3.

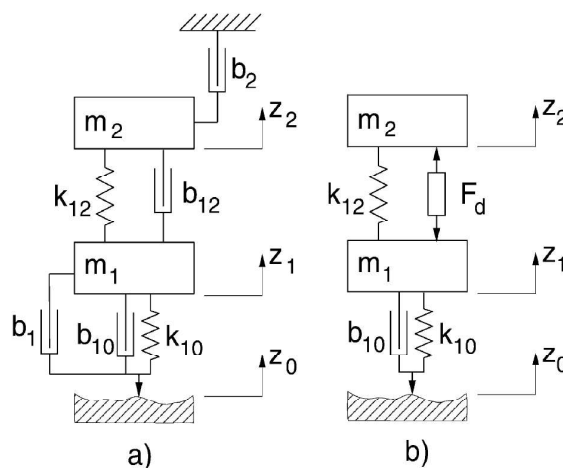


Obrázek 3.3: Charakteristika tlumiče - závislost tlumící síly na řídicím proudem. Zdroj:[2]

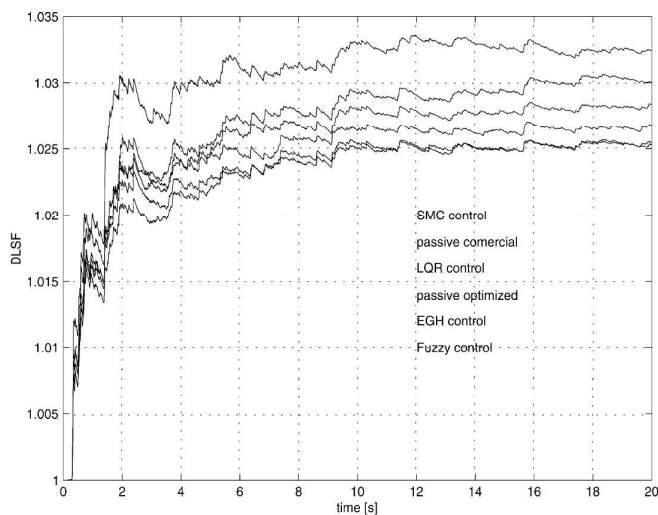
Potřebná tlumící síla byla určena metodou Ground-Hook s virtuálním tlumičem mezi zemí a neodpruženou hmotou. (Obr.3.4). Takto umístěný virtuální tlumič dává možnost zjistit, jakou silou je třeba působit na neodpruženou hmotu, aby se snížilo zatížení pneumatiky. Tuto sílu F_d je pak možno realizovat právě poloaktivním tlumičem. Byly použity různé druhy regulátorů od LQR až po regulátor s Fuzzy logikou. Na Obr.3.5 je možné porovnat výsledky různých variant řízení. Veličina na ose y je autory zavedená veličina DLSF (Dynamic Load Stress Factor). Ta je funkcí poměru RMS dynamické síly na vozovku a statické tíhy. Bylo dosaženo snížení dynamických sil do vozovky o 10-30 %, to dle autorů znamená 70% snížení

opotřebení vozovky, nebo zvýšení užité hmotnosti vozu o 10 %, je-li uvažované opotřebení vozovky zachováno.

P. Steinbauer a kol. [3] na Fakultě Strojní ČVUT v Praze provedli studii možných zlepšení vlastností odpružení automobilu použitím inerteru. Bylo použito 6 různých konfigurací systému, na kterých byla provedena víceparametrová optimalizace parametrů komponent.

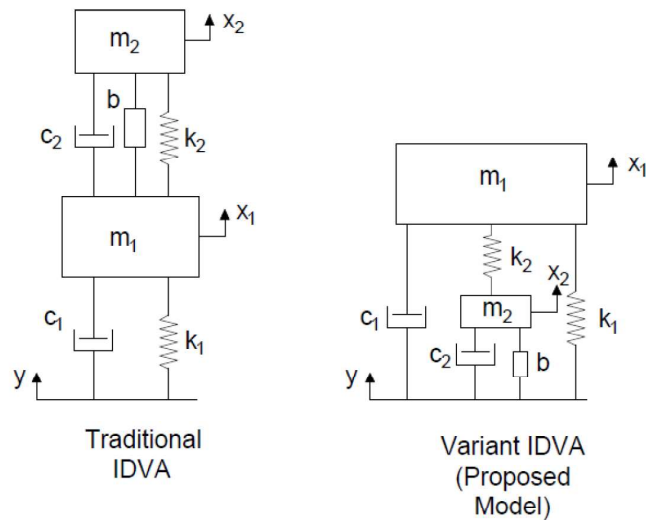


Obrázek 3.4: Ground-Hook a jeho praktická realizace poloaktivním tlumičem. Zdroj:[2]



Obrázek 3.5: Výsledky, jízda po dobrém stochastickém profilu. Zdroj:[2]

Soong a kol. [5] se zabývali vlastnostmi odpružení s paralelně umístěným inerterem. Byly porovnány varianty umístění inerteru do systému pasivního, semiaktivního a aktivního odpružení. Pro všechny varianty bylo dosaženo 2-4% zlepšení hodnoty RMS zrychlení odpružené hmoty (kritéria pohodlí) při buzení soustavy jednotkovým skokem i náhodným profilem.



Obrázek 3.6: Dynamický tlumič vibrací s inertorem - Základní a modifikovaný návrh. Zdroj: [4]

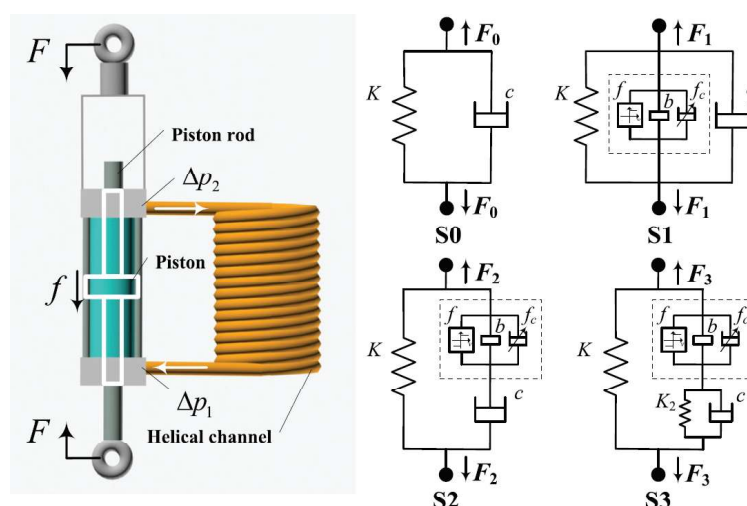
Autor zmiňuje, že použitím inertoru v paralelním uspořádání dochází ke zvýšení dynamického namáhání pneumatiky.

Shen a kol. ve studii [6] sestavili modely odpružení s inertorem v sériovém i paralelním uspořádání a popsali efekt variace jednotlivých fyzikálních parametrů na odezvu systému.

Fu-Cheng Wang a Wei-Jiug Su zkoumali v práci [7] dopad nelinearit skutečného inertoru na chování systému odpružení. Předmětem zkoumání byl fyzický laboratorní model inertoru, kde se posuvný pohyb přenáší na otáčivý pohyb setrvačnicku pomocí kuličkového šroubu. Autoři uvažovali tři druhy nelinearit - poddajnost pohybového šroubu, vůli a tření. Byl sestaven grey-box mechanický model nelineárního inertoru v prostředí Simulink a jeho parametry byly experimentálně identifikovány. Poté byly simulačně ověřeny dopady těchto nelinearit na odpružení vozidla s inertorem v paralelním i sériovém uspořádání. Bylo zjištěno jisté zhoršení vlastností odpružení, které ale nebylo tak velké, aby začlenění inertoru v porovnání s konvenčním odpružením degradovalo.

Ansar Mulla a kol. [8] popsali efekt poloaktivního tlumení na modelu čtvrtauta. Soustava byla buzena jednotkovým skokem o výšce 0,01m a byly použity řídicí strategie Sky-hook, Ground-hook a jejich kombinace.

Barathwaaj a kol.[4] se zabývali možnostmi zlepšení vlastností dynamického hltiče. Práce vychází z návrhu dynamického hltiče, který je se stabilizovanou strukturou propojen nejen pomocí pružiny, ale i pomocí tlumiče a inertoru. (Obr. 3.6) Tento návrh autor porovnává s dynamickým hltičem alternativní konstrukce, kdy je hltič se stabilizovanou strukturou spojen pouze pružinou, a tlumič s inertorem jsou ukotveni na rám. (Obr. 3.6) Autor uvádí



Obrázek 3.7: Kapalinový inertor se spirálovým kanálem a testované konfigurace umístění inertoru v mechanismu odpružení. Zdroj: [10]

lepší vlastnosti hltiče modifikované konstrukce, a to jak v míře útlumu vibrací, tak v šíři frekvenčního pásma, na které je dynamický hltič efektívni.

Brzeski a Perlikowski [9] analyzovali dynamiku hltiče vibrací s inertorem. V první části studie se věnují popisu závislosti dynamiky hltiče na poměru inertance použitého inertoru a hmoty hltiče. Dále se věnují vlivu nelinearit inertoru na chování hltiče - je popsán vliv tlumení, tření a vůle v převodech.

Shen a kol. [10] zkoumali vliv nelinearit kapalinového inertoru se spirálovým kanálem. (Obr. 3.7) Byl sestaven simulační model uvažující suché i viskózní tření. Parametry modelu byly experimentálně zjištěny měřením na fyzickém prototypu zařízení. Poté byla provedena analýza dopadu nelinearit na chování odpružení vozidla, kdy bylo uvažováno umístění inertoru jak v sériovém tak v paralelním uspořádání. (Obr. 3.7) Bylo zjištěno, že uvažované nelinearity zásadně negativně ovlivní sledovaná kritéria kvality odpružení.

Kapitola 4

Simulační modely

Pro návrh rozšířených struktur odpužení byl použit model čtvrtauta. [11] [12] Jedná se o zjednodušený mechanický model automobilu určený k modelování jeho vertikální dynamiky. Modeluje se tedy pouze pohyb těžišť odpružené a neodpružené hmoty ve vertikální ose a ostatní pohyby hmot se při tomto zjednodušení zanedbají.

Model čtvrtauta sestává z hmoty m_1 reprezentující neodpruženou hmotu připadající na půl nápravy vozidla a z hmoty m_2 reprezentující čtvrtinu odpružené hmoty vozu. Díky takto zvoleným hmotnostem pak model z hlediska vertikální dynamiky vykazuje stejné chování jako skutečné vozidlo při použití skutečných velikostí parametrů ostatních komponent připadajících na jedno ze čtyř kol vozu.

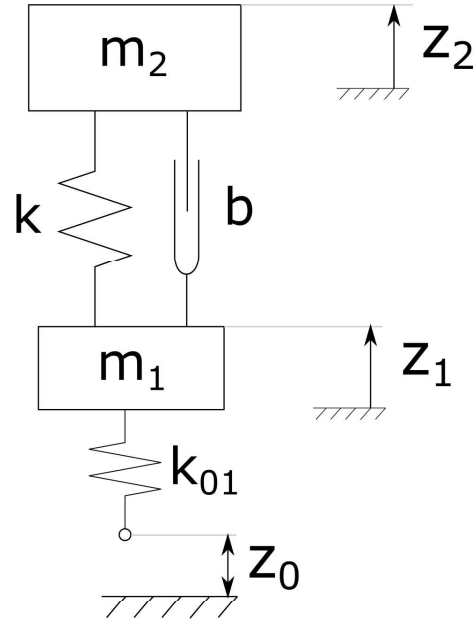
4.1 Model 1 - Konvenční odpužení

První model, se kterým budeme pracovat, je běžné odpužení automobilu, které sestává z pružiny s tuhostí k a pasivního tlumiče s tuhostí b . Tuhost pneumatiky modeluje pružina k_{01} .

Parametry modelu:

- Neodpružená hmota m_1 [kg]
- Odpružená hmota m_2 [kg]
- Tuhost pružiny k [N/m]
- Tuhost tlumiče b [N.s/m]
- Tuhost pneumatiky k_{01} [N/m]

Dynamika modelu je popsána následujícími Newton-Eulerovými pohybovými rovnicemi. Získány byly uvolněním hmot m_1 a m_2 a jejich sestavení je triviální.



Obrázek 4.1: Model 1 - konvenční čtvrtauto

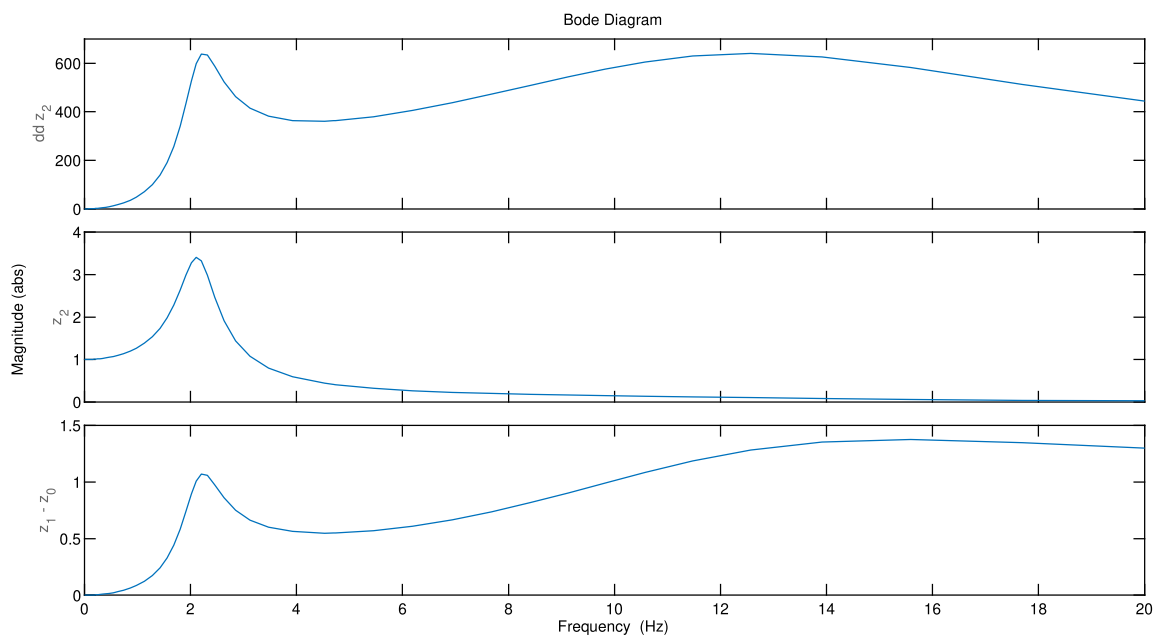
$$\ddot{z}_2 = -\frac{k}{m_2}(z_2 - z_1) - \frac{b}{m_2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (4.1)$$

$$\ddot{z}_1 = \frac{k}{m_1}(z_2 - z_1) + \frac{b}{m_1}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - \frac{k_{01}}{m_1}(z_1 - z_0) \quad (4.2)$$

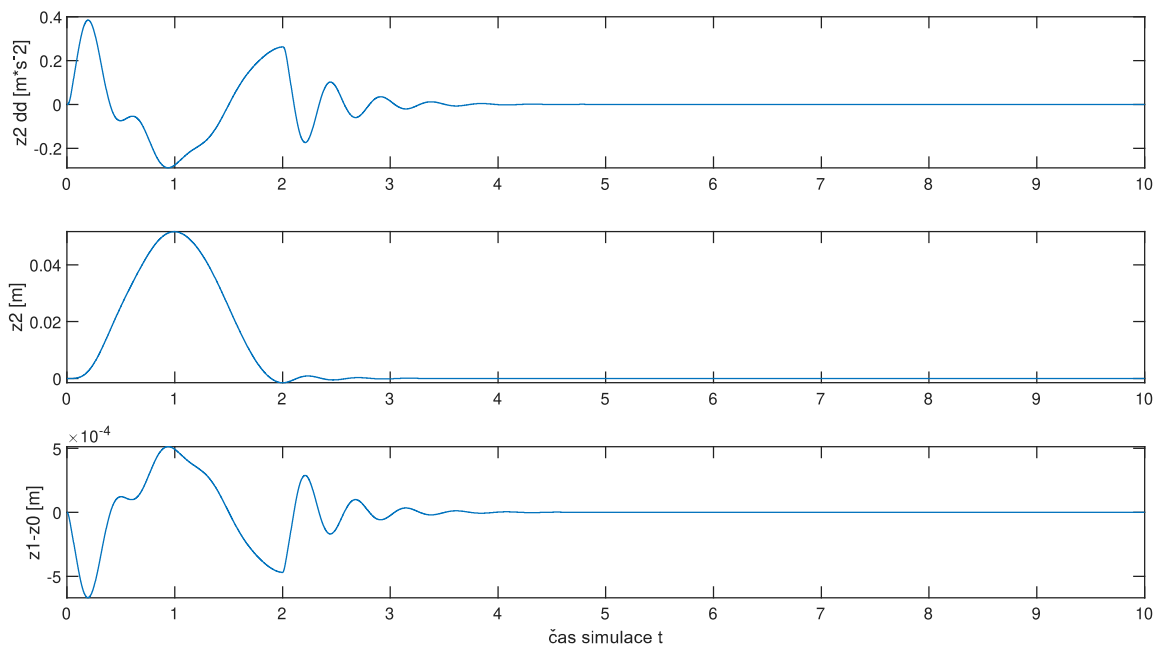
Tuto soustavu diferenciálních rovnic převedeme do stavového popisu ve formě $\dot{x} = Ax + Bu$. Při další práci s modelem budeme pracovat s veličinami \ddot{z}_2 , z_2 a $z_1 - z_0$. Proto definujeme matice C a D stavového popisu tak, aby tyto veličiny byly výstupem systému. Akcelerační výstup \ddot{z}_2 není přímo jedním ze stavů systému, ale získáme jej jejich lineární kombinací. [13]

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_2 \\ \dot{z}_2 \\ z_1 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{m_2} & -\frac{b}{m_2} & \frac{k}{m_2} & \frac{b}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k}{m_1} & \frac{b}{m_1} & -\frac{k}{m_1} - \frac{k_{01}}{m_1} & -\frac{b}{m_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_2 \\ \dot{z}_2 \\ z_1 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_{01}}{m_1} \end{bmatrix} z_0 \quad (4.3)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_2 \\ z_2 \\ z_1 - z_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{k}{m_2} & -\frac{b}{m_2} & \frac{k}{m_2} & \frac{b}{m_2} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_2 \\ \dot{z}_2 \\ z_1 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} z_0$$



Obrázek 4.2: Model 1 - frekvenční charakteristika



Obrázek 4.3: Model 1 - Přejezd kosinového hrbu

■ Charakteristika modelu

Pro ilustraci je zobrazena frekvenční charakteristika konvenčního čtvrtauta a odezva po přejezdu kosinového hrbu. (Obr. 4.2 a 4.3). Byl použit kosinový hrb o výšce 0.05m a délce trvání 2s. Oboje je zobrazeno pro systém s konfigurací parametrů:

k	b	k_{01}	m_1	m_2
100000	3590	250000	50	400

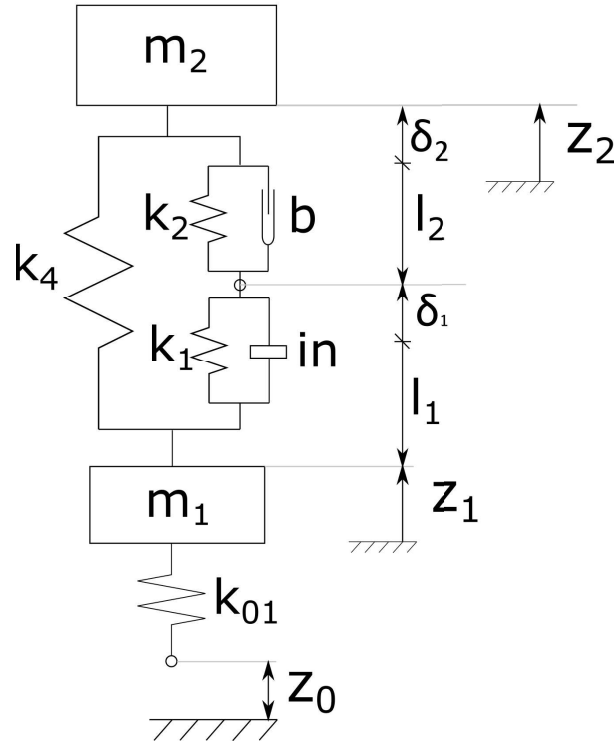
■ 4.2 Model 2 - Čtvrtauto s inertorem v sériovém uspořádání

Druhým použitým modelem je sestava s inertorem v uspořádání, kdy je inertor umístěn v sérii s tlumičem. (Obr. 4.4) Parametry modelu:

- Neodpružená hmota m_1 [kg]
- Odpružená hmota m_2 [kg]
- Tuhost hlavní pružiny k_4 [N/m]
- Tuhost 1. vystředovací pružiny k_1 [N/m]
- Tuhost 2. vystředovací pružiny k_2 [N/m]
- Tuhost tlumiče b [N.s/m]
- Inertance inertoru in [kg]
- Tuhost pneumatiky k_{01} [N/m]

Pohybové rovnice mechanismu byly opět sestaveny metodou uvolňování. Protože v mechanismu se nachází také uzel mezi inertorem a tlumičem, na kterém není vázána žádná hmota, byly zavedeny deformace pružin δ_1 , δ_2 a δ_4 , aby bylo možné sestavit rovnice silových rovnováh. V dalších krocích budou tyto deformace svázány s fyzikálními souřadnicemi systému z_2 , z_1 a z_0 . Délky l_1 , l_2 a l_4 jsou délky pružin k_1 , k_2 a k_4 ve statické rovnovážné poloze.

$$\begin{aligned}
 m_2 \ddot{z}_2 &= -k_4 \delta_4 - k_2 \delta_2 - b \dot{\delta}_2 \\
 k_2 \delta_2 + b \dot{\delta}_2 &= k_1 \delta_1 + in \cdot \dot{\delta}_1 \\
 m_1 \ddot{z}_1 &= k_4 \delta_4 + k_1 \delta_1 + in \cdot \ddot{\delta}_1 - k_{01} (z_1 - z_0)
 \end{aligned}
 \tag{4.4}$$



Obrázek 4.4: Model 2 - Čtvrtauto s inertorem v sériovém uspořádání

Popíšeme vazby mezi deformacemi pružin a fyzikálními souřadnicemi systému:

$$\delta_4 = \delta_1 + \delta_2 \quad (4.5a)$$

$$\delta_4 = z_2 - z_1 \quad (4.5b)$$

$$\rightarrow \delta_2 = z_2 - z_1 - \delta_1 \quad (4.5c)$$

Vztahy (4.5b) a (4.5c) dosadíme do (4.4) a dostaneme:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_2 &= -\frac{k_4}{m_2}(z_2 - z_1) - \frac{k_2}{m_2}(z_2 - z_1 - \delta_1) - \frac{b}{m_2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 - \dot{\delta}_1) \\ \ddot{\delta}_1 &= \frac{k_2}{in}(z_2 - z_1 - \delta_1) + \frac{b}{in}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 - \dot{\delta}_1) - \frac{k_1}{in}\delta_1 \\ \ddot{z}_1 &= \frac{k_4}{m_1}(z_2 - z_1) + \frac{k_2}{m_1}(z_2 - z_1 - \delta_1) + \frac{b}{m_1}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1 - \dot{\delta}_1) - \frac{k_{01}}{m_1}(z_1 - z_0) \end{aligned} \quad (4.6)$$

Tuto soustavu diferenciálních rovnic převedeme do stavového popisu ve tvaru $x = Ax + Bu$, $y = Cx + Du$. Matice C a D opět volíme tak, aby výstupy systému byly \ddot{z}_2 , z_2 , $z_1 - z_0$.

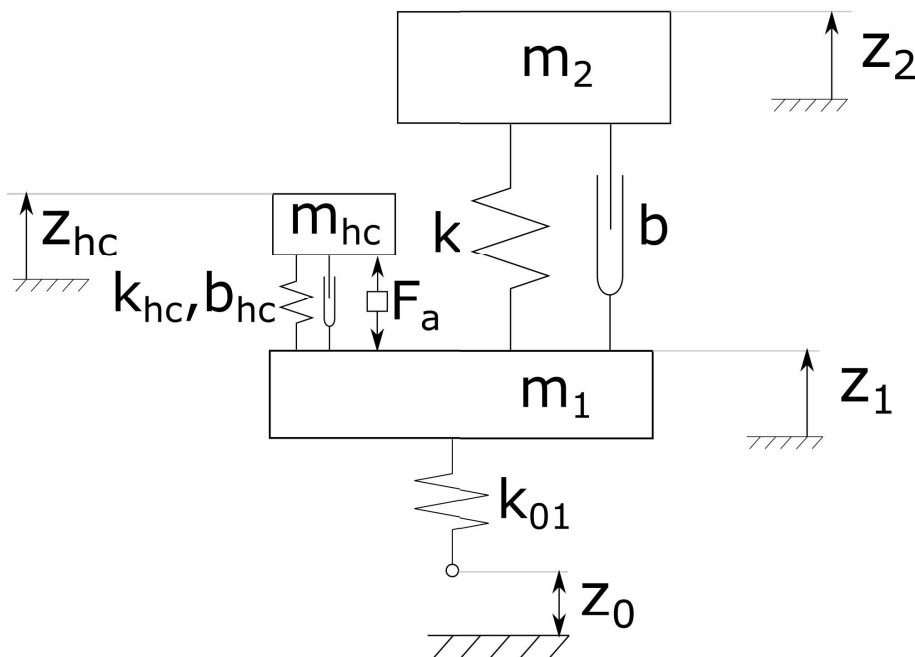
$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} \dot{z}_2 \\ \dot{z}_2 \\ \delta_1 \\ \dot{\delta}_1 \\ z_1 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_4}{m_2} - \frac{k_2}{m_2} & -\frac{b}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{b}{m_2} & \frac{k_4}{m_2} + \frac{k_2}{m_2} & \frac{b}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k_2}{in} & \frac{b}{in} & -\frac{k_2}{in} - \frac{k_1}{in} & -\frac{b}{in} & -\frac{k_2}{in} & -\frac{b}{in} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_4}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} & \frac{b}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & -\frac{b}{m_1} & -\frac{k_4}{m_1} - \frac{k_2}{m_1} - \frac{k_{01}}{m_1} & -\frac{b}{m_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_2 \\ \dot{z}_2 \\ \delta_1 \\ \dot{\delta}_1 \\ z_1 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_{01}}{m_1} \end{bmatrix} z_0 \\
\begin{bmatrix} \ddot{z}_2 \\ z_2 \\ z_1 - z_0 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{k_4}{m_2} - \frac{k_2}{m_2} & -\frac{b}{m_2} & \frac{k_2}{m_2} & \frac{b}{m_2} & \frac{k_4}{m_2} + \frac{k_2}{m_2} & \frac{b}{m_2} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_2 \\ \dot{z}_2 \\ \delta_1 \\ \dot{\delta}_1 \\ z_1 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} z_0
\end{aligned} \tag{4.7}$$

4.3 Model 3 - Čtvrtauto s aktivním hltičem na neodpružené hmotě

Tento model využívá principu dynamického hltiče umístěného na neodpružené hmotě vozu. Pro potřeby další práce s modelem je rozšířen o tlumení a silový aktuátor působící silou F_a mezi neodpruženou hmotou a hmotou hltiče.

Parametry modelu:

- Neodpružená hmota m_1 [kg]
- Odpružená hmota m_2 [kg]
- Tuhost pružiny k [N/m]
- Tuhost tlumiče b [N.s/m]
- Tuhost pneumatiky k_{01} [N/m]
- Hmota hltiče m_{hc} [kg]
- Tuhost zavěšení hltiče k_{hc} [N/m]
- Tlumení hltiče b_{hc} [N.s/m]



Obrázek 4.5: Model 3 - Čtvrtauto s aktivním hltičem na neodpružené hmotě

Pohybové rovnice:

$$\begin{aligned}
 m_2 \ddot{z}_2 &= -k(z_2 - z_1) - b(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \\
 m_1 \dot{z}_1 &= k(z_2 - z_1) + b(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_{hc}(z_{hc} - z_1) + b_{hc}(\dot{z}_{hc} - \dot{z}_1) - F_a - k_{01}(z_1 - z_0) \quad (4.8) \\
 m_{hc} \ddot{z}_{hc} &= -k_{hc}(z_{hc} - z_1) - b_{hc}(\dot{z}_{hc} - \dot{z}_1) + F_a
 \end{aligned}$$

Při převodu do stavového popisu byl u tohoto modelu zvolen upravený stavový vektor \vec{x} . Úprava spočívá v použití stavu $z_1 - z_0$ namísto logicky se nabízejícího stavu z_1 . Důvod je ten, že rozdílový stav $z_1 - z_0$ bude později potřebný při syntéze řízení pomocí LQR.

Stavový popis:

$$\dot{\vec{x}} = \underline{A}\vec{x} + \underline{B}\vec{u}$$

$$\vec{y} = \underline{C}\vec{x} + \underline{D}\vec{u}$$

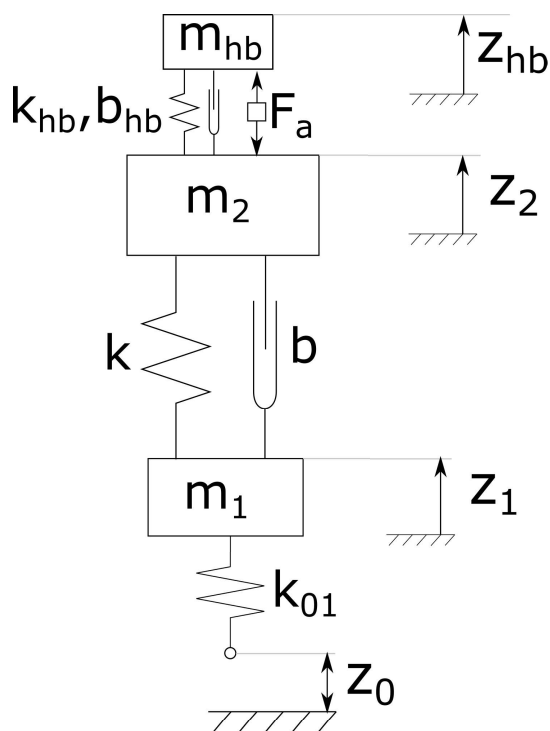
$$\vec{x} = \begin{bmatrix} z_2 \\ \dot{z}_2 \\ z_1 - z_0 \\ \dot{z}_1 \\ z_{hc} \\ \dot{z}_{hc} \end{bmatrix} \quad \vec{u} = \begin{bmatrix} z_0 \\ \dot{z}_0 \\ F_a \end{bmatrix} \quad \vec{y} = \begin{bmatrix} \ddot{z}_2 \\ z_2 \\ z_1 - z_0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
\underline{A} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{m_2} & -\frac{b}{m_2} & \frac{k}{m_2} & \frac{b}{m_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k}{m_1} & \frac{b}{m_1} & -\frac{k}{m_1} - \frac{k_{hc}}{m_1} - \frac{k_{01}}{m_1} & -\frac{b}{m_1} - \frac{b_{hc}}{m_1} & \frac{k_{hc}}{m_1} & \frac{b_{hc}}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{k_{hc}}{m_{hc}} & \frac{b_{hc}}{m_{hc}} & -\frac{k_{hc}}{m_{hc}} & -\frac{b_{hc}}{m_{hc}} \end{bmatrix} \\
\underline{B} &= \left[\underline{B}_D, \underline{B}_{Dd}, \underline{B}_C \right] \\
\underline{B}_D &= \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k}{m_2} \\ 0 \\ -\frac{k}{m_1} - \frac{k_{hc}}{m_1} \\ 0 \\ \frac{k_{hc}}{m_{hc}} \end{bmatrix} & \underline{B}_{Dd} &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \underline{B}_C &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{m_1} \\ 0 \\ \frac{1}{m_{hc}} \end{bmatrix} \\
\underline{C} &= \begin{bmatrix} -\frac{k}{m_2} & -\frac{b}{m_2} & \frac{k}{m_2} & \frac{b}{m_2} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} & \underline{D} &= \begin{bmatrix} \frac{k}{m_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{4.9}$$

4.4 Model 4 - Čtvrtauto s aktivním hltičem na odpružené hmotě

Obdoba předchozího Modelu 3, tentokrát s hltičem umístěným na odpružené hmotě m_2 .
Parametry modelu:

- Neodpružená hmota m_1 [kg]
- Odpružená hmota m_2 [kg]
- Tuhost pružiny k [N/m]
- Tuhost tlumiče b [N.s/m]
- Tuhost pneumatiky k_{01} [N/m]
- Hmota hltiče m_{hb} [kg]
- Tuhost zavěšení hltiče k_{hb} [N/m]



Obrázek 4.6: Model 4 - Čtvrtauto s aktivním hltičem na odpružené hmotě

- Tlumení hltiče b_{hb} [N.s/m]

Pohybové rovnice:

$$\begin{aligned}
 m_2 \ddot{z}_2 &= -k(z_2 - z_1) - b(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_{hb}(z_{hb} - z_2) + b_{hb}(\dot{z}_{hb} - \dot{z}_2) - F_a \\
 m_1 \ddot{z}_1 &= k(z_2 - z_1) + b(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_{01}(z_1 - z_0) \\
 m_{hb} \ddot{z}_{hb} &= -k_{hb}(z_{hb} - z_2) - b_{hb}(\dot{z}_{hb} - \dot{z}_2) + F_a
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

Při převodu do stavového popisu byl u tohoto modelu opět zvolen stavový vektor \vec{x} se stavem $z_1 - z_0$ namísto z_1 pro potřeby pozdějšího návrhu řízení.

Stavový popis:

$$\begin{aligned}
 \dot{\vec{x}} &= \underline{A}\vec{x} + \underline{B}\vec{u} \\
 \vec{y} &= \underline{C}\vec{x} + \underline{D}\vec{u}
 \end{aligned}$$

$$\vec{x} = \begin{bmatrix} z_2 \\ \dot{z}_2 \\ z_1 - z_0 \\ \dot{z}_1 \\ z_{hb} \\ \dot{z}_{hb} \end{bmatrix} \quad \vec{u} = \begin{bmatrix} z_0 \\ \dot{z}_0 \\ F_a \end{bmatrix} \quad \vec{y} = \begin{bmatrix} \ddot{z}_2 \\ z_2 \\ z_1 - z_0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 \underline{A} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{m_2} - \frac{k_{hb}}{m_2} & -\frac{b}{m_2} - \frac{b_{hb}}{m_2} & \frac{k}{m_2} & \frac{b}{m_2} & \frac{k_{hb}}{m_2} & \frac{b_{hb}}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{k}{m_1} & \frac{b}{m_1} & -\frac{k}{m_1} - \frac{k_{01}}{m_1} & -\frac{b}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_{hb}}{m_{hb}} & \frac{b_{hb}}{m_{hb}} & 0 & 0 & -\frac{k_{hb}}{m_{hb}} & -\frac{b_{hb}}{m_{hb}} \end{bmatrix} \\
 \underline{B} &= \left[\underline{B}_D, \underline{B}_{Dd}, \underline{B}_C \right] \\
 \underline{B}_D &= \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k}{m_2} \\ 0 \\ -\frac{k}{m_1} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \underline{B}_{Dd} &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \underline{B}_C &= \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{m_2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_{hb}} \end{bmatrix} \\
 \underline{C} &= \begin{bmatrix} -\frac{k}{m_2} - \frac{k_{hb}}{m_2} & -\frac{b}{m_2} - \frac{b_{hb}}{m_2} & \frac{k}{m_2} & \frac{b}{m_2} & \frac{k_{hb}}{m_2} & \frac{b_{hb}}{m_2} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} & \underline{D} &= \begin{bmatrix} \frac{k}{m_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{4.11}$$

Kapitola 5

Optimalizace pasivních variant odpružení

V této kapitole bude provedena optimalizace parametrů variant odpružení bez aktivních prvků, tedy Modelu 1 a Modelu 2. (viz. Kapitola 4) Pro jednoduchost bude postup optimalizace do detailu popsán na Modelu 1, který je nejméně komplexní. Poté bude analogicky zopakován pro Model 2, kde se bude lišit pouze počtem optimalizovaných parametrů.

5.1 Vertikální dynamika vozu a její kritéria optimality

Model čtvrtauta chápeme jako mechanickou soustavu buzenou rušivým kinematickým buzením z_0 , které odpovídá modelovaným nerovnostem vozovky. Toto buzení způsobí odezvu systému, tedy pohyb hmot m_1 a m_2 v souřadnicích z_1 a z_2 .

Při zkoumání kvality naladění odpružení vozidla jsou posuzována následující dvě kritéria:

- Pohodlí
- Stabilita

5.1.1 Přenos pohodlí

Přenosem pohodlí se rozumí schopnost odpružení vozu izolovat pasažéry nebo náklad od otřesů způsobených nerovnostmi vozovky. Matematicky toto vyjádříme potřebou minimalizace přenosu rušení z_0 na souřadnici polohy odpružené hmoty z_2 a především na její zrychlení \ddot{z}_2 . Definujeme proto *přenos pohodlí* a označíme jej G_p .

$$G_p = \frac{\ddot{z}_2}{z_0} \quad (5.1)$$

5.1.2 Přenos stability

Přenosem stability rozumíme schopnost odpružení minimalizovat změny v zatížení pneumatiky během jízdy. Protože na pneumatiku v modelu čtvrtauta hledíme jako na pružinu

■ Protichůdnost kritérií optimality

Prozradme hned zkráj, že v konfiguraci optimalizovaných parametrů nebude existovat jediná ultimátní správná volba. Důvodem je, že kritéria pohodlí a stability jsou vzájemně protichůdná. Platí tedy, že změnou parametrů vedoucí ke zlepšení jednoho z nich se zpravidla to druhé zhorší. Výsledkem optimalizace bude více možných konfigurací parametrů, z nichž jedno bude obě kritéria optimality vážit rovnocenně a ostatní budou jedno z nich zvýhodňovat. To odráží potřeby konstruktérů při navrhování různých druhů automobilů. Například při konstrukci limuzíny bude kritérium pohodlí hrát větší roli než při konstrukci závodního vozu, kde bude naopak důležitější kritérium stability.

Účelem optimalizace tedy není najít jednu nejsprávnější konfiguraci parametrů, ale Pareto-množinu optimálních řešení, z nichž některá budou laděna více do pohodlí a jiná více do stability.

■ 5.2 Metoda optimalizace

Optimalizace byla provedena v prostředí Matlab. Byl použit lokální simplexový algoritmus *fminsearch*. Ten pracuje tak, že opakovaně spouští skript počítající optimalitu zkoušené konfigurace parametrů, cílovou funkci, a hledá její lokální minimum. Algoritmus v prostoru optimalizovaných parametrů postupuje ve směru nejvyššího záporného gradientu cílové funkce - je tedy schopen nalézt poze její lokální minimum. Počáteční konfigurace parametrů před spuštěním algoritmu je zvolena uživatelem.

■ 5.2.1 Výpočet přenosů pohodlí a stability

V kapitole 4 bylo popsáno vytvoření stavového popisu pro Model 1 a Model 2 čtvrtauta. Nyní tento stavový popis použijeme pro výpočet přenosů pohodlí a stability, které budeme dále potřebovat pro optimalizaci.

Stavový popis převedeme do přenosového tvaru pomocí formule:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = C(sI - A)^{-1}B + D \quad (5.5)$$

Stavový popis systému je definován tak, že výstupem jsou veličiny \ddot{z}_2 , z_2 a $z_1 - z_0$. První a třetí výstup jsou tedy výstupem pohodlí a stability a druhý výstup zůstává prozatím redundantní.

Nyní můžeme vyčíslit přenos soustavy pro libovolnou frekvenci f . Tyto hodnoty přenosu budou využity pro výpočet cílové funkce.

hodnoty se budou měnit podle toho, jak bude třeba vliv daného kritéria na výsledek posílit nebo naopak potlačit. Hodnoty variabilních koeficientů mohou pro různé cíle naladění vypadat například následovně:

	w_{1v}	w_{3v}
Neutrální nastavení	1	1
Vyzdvižení pohodlí	1.3	0.7
Vyzdvižení stability	0.7	1.3

Tabulka 5.2: Hodnoty variabilních vah kritérií

Konečné hodnoty vah pro danou úlohu optimalizace budou tedy následující.

$$w_1 = w_{1c} * w_{1v}, \quad w_3 = w_{3c} * w_{3v} \quad (5.6)$$

S těmito hodnotami vah již můžeme definovat cílovou funkci jako:

$$CF = w_1 * J_p + w_3 * J_s \quad (5.7)$$

5.3 Optimalizace Modelu 1

V případě Modelu 1 byly počáteční hodnoty optimalizovaných parametrů zvoleny následovně:

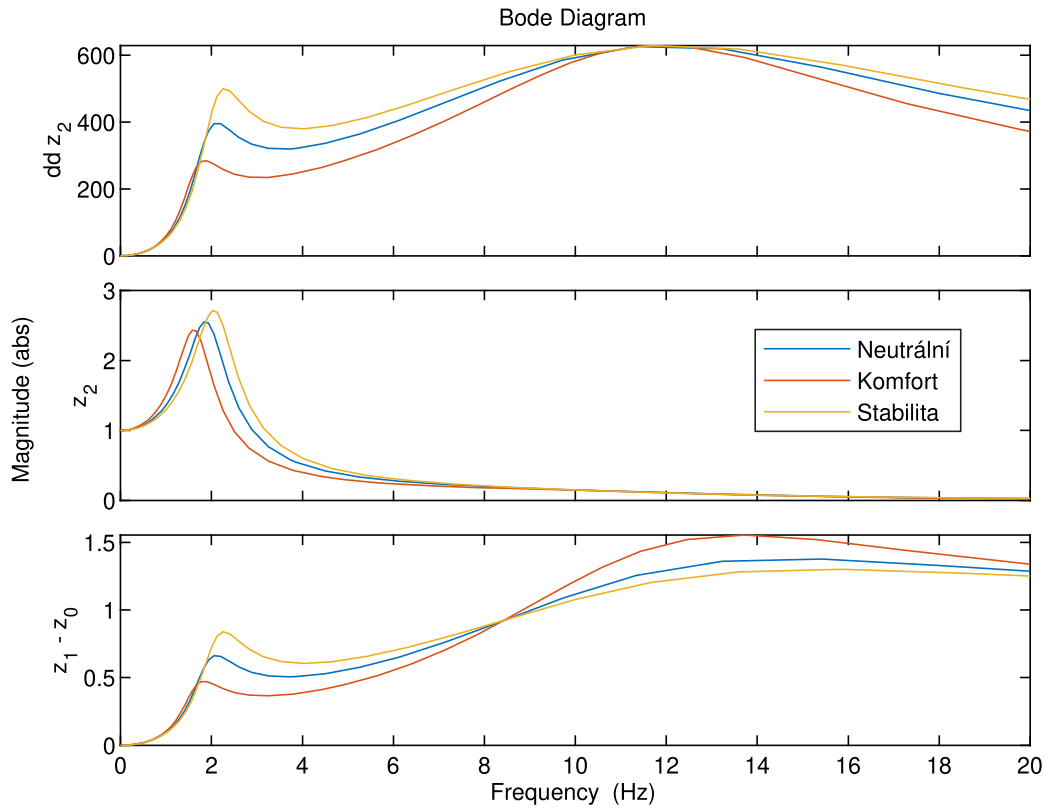
- Tuhost pružiny $k = 100000[N/m]$
- Tuhost tlumiče $b = 10000[N.s/m]$

Ostatní parametry čtvrtauta zůstávají konstantní a považujeme je za dané.

- Neodpružená hmotnost $m_1 = 50[kg]$
- Odpružená hmotnost $m_2 = 400[kg]$
- Tuhost pneumatiky $k_{01} = 250000[N/m]$

5.3.1 Výsledky optimalizace Modelu 1

Optimalizace byla provedena pro tři různá nastavení variabilních vah w_{1v} a w_{3v} dle tabulky 5.2. Výsledky optimalizace jsou v tabulce 5.3. Frekvenční charakteristiky výsledných konfigurací parametrů jsou v grafu na Obr.5.1.



Obrázek 5.1: Frekvenční charakteristika výsledných konfigurací Modelu 1

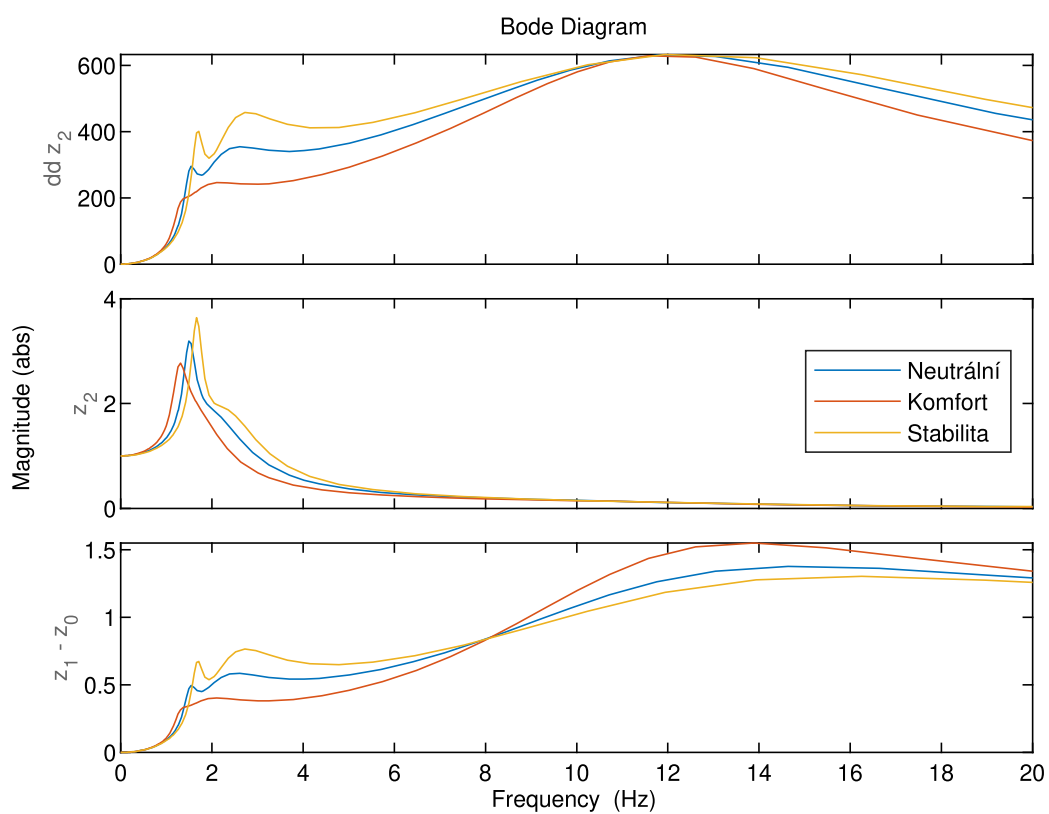
5.4.1 Výsledky optimalizace Modelu 2

Výsledky optimalizace pro 3 různá nastavení variabilních vah kritérií dle tabulky 5.2 jsou uvedeny v tabulce 5.4. Frekvenční charakteristika nalezených výsledných konfigurací parametrů je na grafu na Obr.5.2.

	k_1, k_2	in	b	k_4	w_{1v}	w_{3v}	CF	$J_p * w_{1c}$	$J_s * w_{3c}$
Neutrální nastavení	25509	553	3653	80410	1	1	1.623472	0.681613	0.941858
Vyzdvižení komfortu	14885	499	2925	57368	1.3	0.7	1.663709	0.582592	1.081117
Vyzdvižení stability	36035	594	4113	100586	0.7	1.3	1.640452	0.752225	0.888226

Tabulka 5.4: Výsledky optimalizace Modelu 2

Začlenění inertoru do modelu čtvrtauta přináší malé zlepšení kritérií pohodlí i stability v řádu malých jednotek procent. Zlepšení vlastností odpružení je tedy existující, ale málo výrazné.



Obrázek 5.2: Frekvenční charakteristika výsledných konfigurací Modelu 2

Kapitola 6

Rozšíření odpružení o dynamické hltiče

V této kapitole bude popsáno rozšíření konvenčního modelu čtvrtauta (Model 1) o aktivní dynamický hltič. Stejně jako v předchozích případech bude snaha modifikací systému snížit negativní vliv budící výchylky z_0 na komfort a stabilitu vozu. Při tom bude využito principu vibroabsorbce dynamickým hltičem. Budou popsány dvě možné konfigurace systému, a to konfigurace s hltičem na neodpružené hmotě čtvrtauta a konfigurace s hltičem na odpružené hmotě čtvrtauta.

6.1 Parametry stabilizované struktury

Výchozím bodem pro syntézu struktury odpružení s dynamickým hltičem bude model konvenčního čtvrtauta (Model 1) s parametry nalezenými při optimalizaci popsané v Kap.5.

	k [N/m]	b [N.s/m]	w_{1v}	w_{3v}	CF	CF pohodlí	CF stability
Neutrální nastavení	72028	3735	1	1	1.630015	0.674733	0.955281

Tabulka 6.1: Optimální nastavení konvenčního odpružení (Modelu 1)

6.2 Pasivní naladění dynamického hltiče

Efektu vibroabsorbce se docílí naladěním vlastní frekvence hltiče na stejnou frekvenci, jakou má nežádoucí kmitání stabilizované struktury. Poměr hmoty hltiče a tuhosti jeho zavěšení tedy musí vyhovovat vztahu:

$$\Omega_0^2 = \frac{k_h}{m_h} \quad (6.1)$$

Je-li tedy hmota hltiče m_h dána, určí se potřebná tuhost k_h jako:

$$k_h = m_h * \Omega_0^2 \quad (6.2)$$

6.3 Odpružení s aktivním hltičem na neodpružené hmotě

Pro tuto variantu odpružení byl použit Model 3 popsany v podkapitole 4.3. Parametry naladění pružiny k a tlumiče b (Tab. 6.1) byly použity stejné jako ty získané při optimalizaci. (Kap. 5.3).

6.3.1 Parametry hltiče

Parametry hltiče byly určeny následovně: Hmotnost hltiče byla zvolena 20 kg a jeho vlastní frekvence byla navržena tak, aby odpovídala špičce odezvy neodpružené hmoty systému. Z Bodeho charakteristiky "přenosu stability" G_s byla tedy odečtena hodnota 14 Hz. Tlumení hltiče nebylo použito. Takto náhledem naladěný hltič umístěný na nápravě přinesl zlepšení kritérií pohodlí i stability, jak vidno ve výsledcích v Tab.6.3. Hodnota součtu obou kritérií klesla o 8.9 %.

6.3.2 Optimalizace parametrů hltiče

Naladění vlastní frekvence a tlumění hltiče se dále stalo předmětem optimalizace. Byl použit opět simplexový lokální algoritmus *fminsearch* v Matlabu. Hlavním předmětem zájmu bylo zoptimalizovat hodnotu tlumění hltiče, byla však provedena i optimalizace vlastní frekvence hltiče, aby se potvrdilo nebo vyvrátilo, zda náhledem zvolená hodnota 14 Hz je vhodná.

Při optimalizaci byly použity stejné cílové funkce jako při základním ladění parametrů čtvrtauta. (Kap.5.1). Bylo použito pouze neutrální nastavení variabilních vah kritérií optimality. Optimalizované parametry hltiče jsou uvedeny v tabulce 6.2. Toto nastavení parametrů bylo dále použito jako pasivní nastavení hltiče při syntéze jeho řízení.

Vlastní frekvence hltiče	Tlumení hltiče
11.9 Hz	555 N.s/m

Tabulka 6.2: Výsledky optimalizace parametrů hltiče

6.3.3 Syntéza řízení aktivního hltiče

Předpokládejme, že aktivní hltič bude řízen pomocí silového aktuátoru typu voice-coil. Řízení bylo navrženo pomocí LQR [14]. LQR je nástrojem optimálního řízení, pomocí kterého je vypočteno optimální zesílení K zpětné vazby $u = -Kx$ tak, aby bylo minimalizováno kritérium

$$J(u) = \int_0^{\infty} x^T Q x + u^T R u dt. \quad (6.3)$$

Matice Q představuje váhy potřeby minimalizace odchylek příslušných stavů a matice R je penalizační matice vážící cenu akčních zásahů.

V případě aktivního hltiče na vozidle bude mít regulátor úlohu minimalizovat veličiny odpovídající kritériím optimality pohodlí a stability, tedy minimalizovat \ddot{z}_2 a $z_1 - z_0$. S ohledem na tuto potřebu je třeba sestavit matici Q . Definujeme proto matice Q_p a Q_s , které budou zohledňovat každý z regulačních cílů odděleně, a výslednou matici Q získáme součtem těchto dvou matic.

$$Q = Q_p + Q_s \quad (6.4)$$

Matice Q_p sloužící optimalizaci kritéria pohodlí zvolíme tak, aby vážila zrychlení odpružené hmoty \ddot{z}_2 . Protože \ddot{z}_2 není přímo stavem stavového popisu čtvrtauta, musíme jej získat jako lineární kombinaci ostatních stavů. Tato lineární kombinace je ve stavovém popisu Modelu 3 (4.9) dostupná jako řádek matice A odpovídající derivaci stavu $(\dot{z}_2)'$, tedy řádek druhý.

$$Q_p = [a_{21} \ a_{22} \ a_{23} \ a_{24} \ a_{25} \ a_{26}]^T [a_{21} \ a_{22} \ a_{23} \ a_{24} \ a_{25} \ a_{26}] * 10^8 \quad (6.5)$$

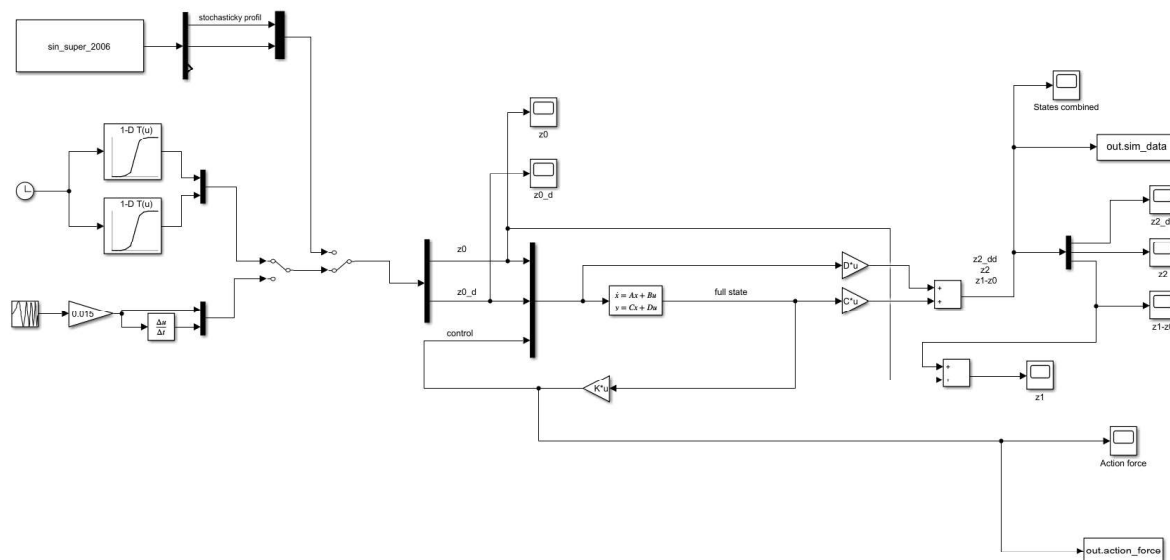
Matice Q_s vážící odchylky $z_1 - z_0$ získáme jednoduše navážením třetího stavu stavového popisu (4.9) Modelu 3, protože stavový popis byl záměrně sestaven tak, aby veličina $z_1 - z_0$ byla přímo stavem systému.

$$Q_s = \text{diag}[0 \ 0 \ 10^8 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (6.6)$$

Konkrétní váhy odchylek stavů, které zde jsou znázorněny multiplikativní konstantou 10^8 , mohou pochopitelně být zvoleny i jinak a jsou předmětem rozvahy při návrhu řízení. Hodnota 10^8 byla zde po postupném zkoušení zvolena jako vhodný kompromis mezi dosažitelným výsledným zlepšením komfortu a stability.

$$R = 1000 \quad (6.7)$$

Matice R má zde rozměr 1×1 . Její hodnota byla zvolena tak, aby při vybuzení modelu zvolenými vstupními signály nepřekračovala síla v aktuátoru řádově malé stovky N, a byla tedy teoreticky zvoleným aktuátorem typu voice-coil realizovatelná.



Obrázek 6.1: Simulink - Model 3

6.3.4 Výsledky dosažené s aktivním hltičem na neodpružené hmotě

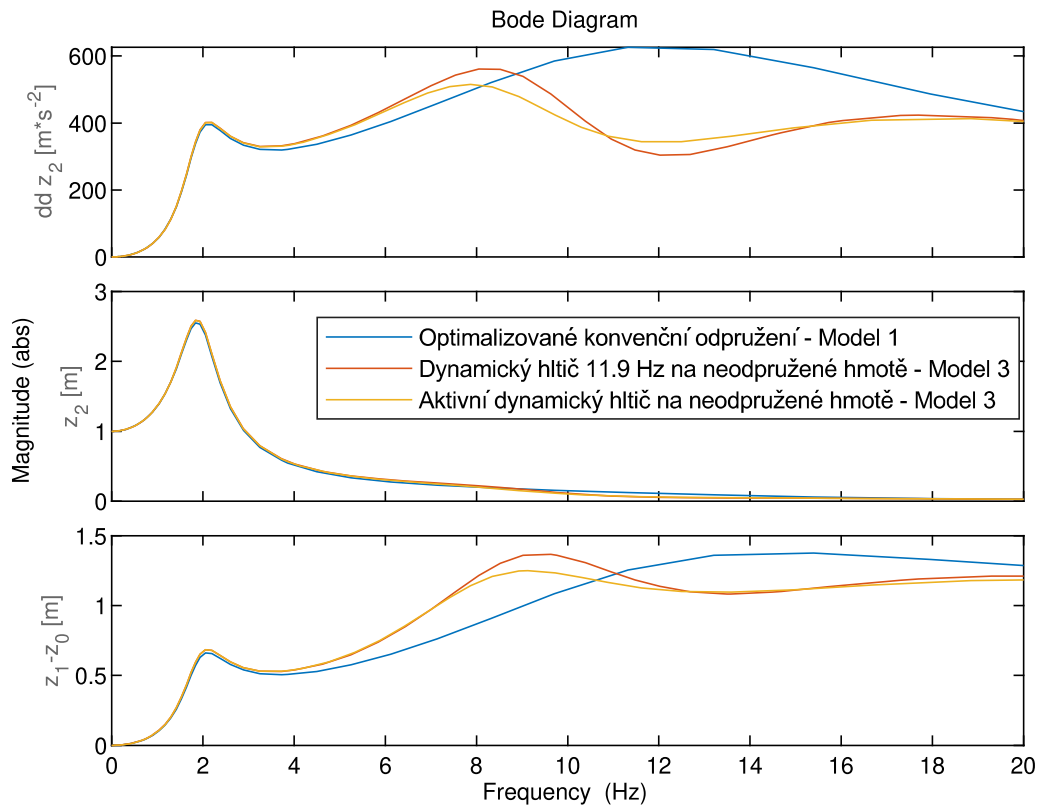
Pomocí aktivního hltiče umístěného na neodpružené hmotě vozu se podařilo dále snížit cílové funkce pohodlí i stability. Konkrétní dosažené hodnoty kritérií jsou uvedeny v Tab.6.3. Na grafu na Obr.6.2 jsou pak porovnány frekvenční přenosy optimalizovaného modelu čtvrtauta s konvenčním odpružením (Model 1) a obou variant uspořádání s hltičem na neodpružené hmotě. Tedy jednak pasivní optimalizované, jednak aktivní řízení pomocí LQR.

Dále byl sestaven model odpružení s aktivním hltičem v prostředí Simulink (Obr.6.1) a byla provedena kontrola velikosti akční síly F_a . Soustava byla vybudena signálem typu Periodic chirp v rozmezí 0-20Hz o amplitudě 0.015m. Bylo zjištěno, že akční zásahy dosahují velikosti stovek N a jsou tedy teoreticky aktuátorem typu voice-coil realizovatelné. Průběh akční síly je na grafu na Obr.6.3.

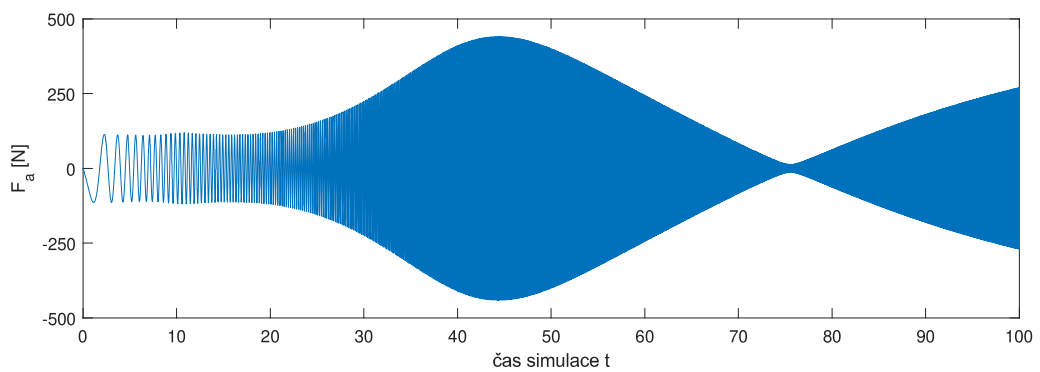
	CF	CF pohodlí	CF stability
Optimalizované konvenční odpružení	1.6300	0.6747	0.9553
Pasivní hltič na neodpružené hmotě, 14 Hz	1.4853	0.5693	0.9160
Pasivní hltič na neodpružené hmotě, 11.9 Hz	1.3467	0.4476	0.8992
Aktivní hltič na neodpružené hmotě, LQR	1.2801	0.4289	0.8512

Tabulka 6.3: Výsledky Model 3

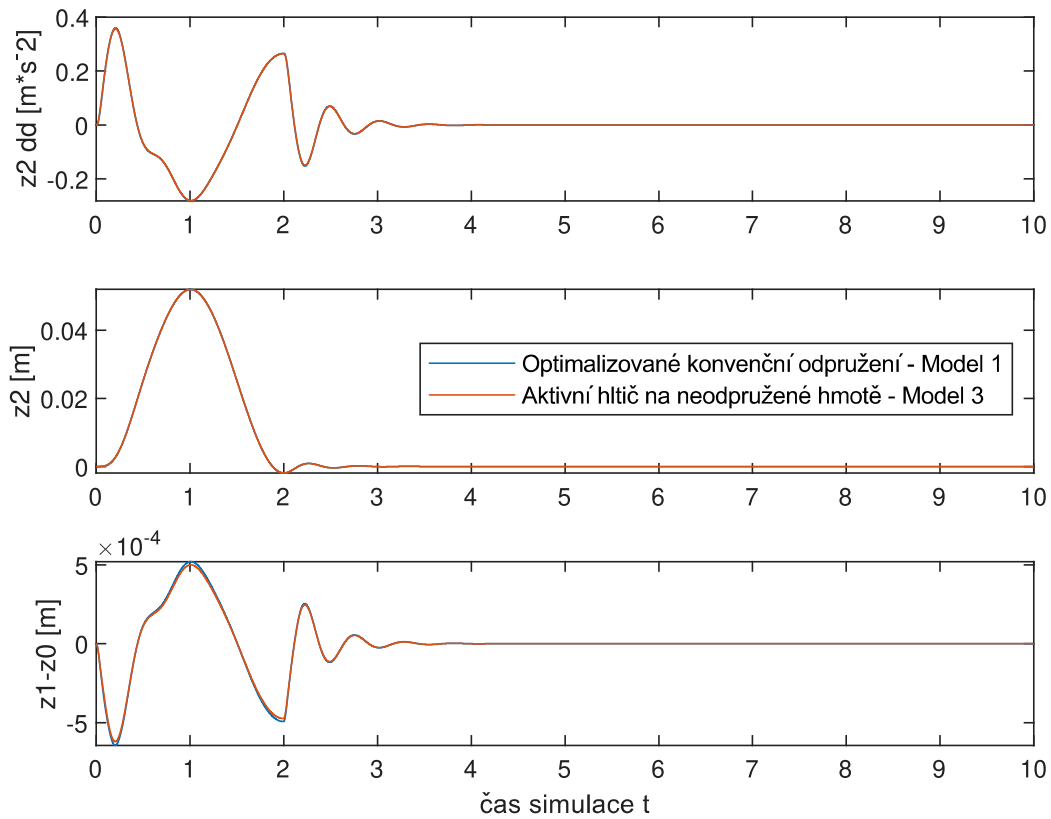
Soustava byla dále vybudena přejezdem kosinového hrbu o výšce 50 mm a délce 2s.



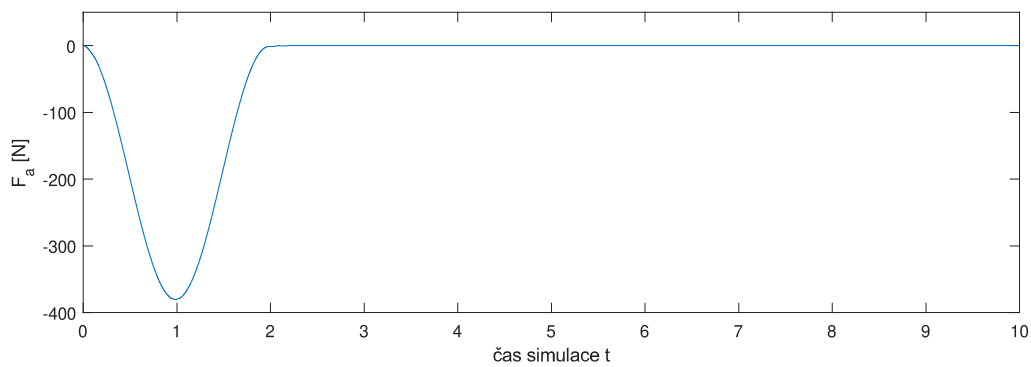
Obrázek 6.2: Frekvenční charakteristika odpružení s dynamickým hltičem na neodpružené hmotě.



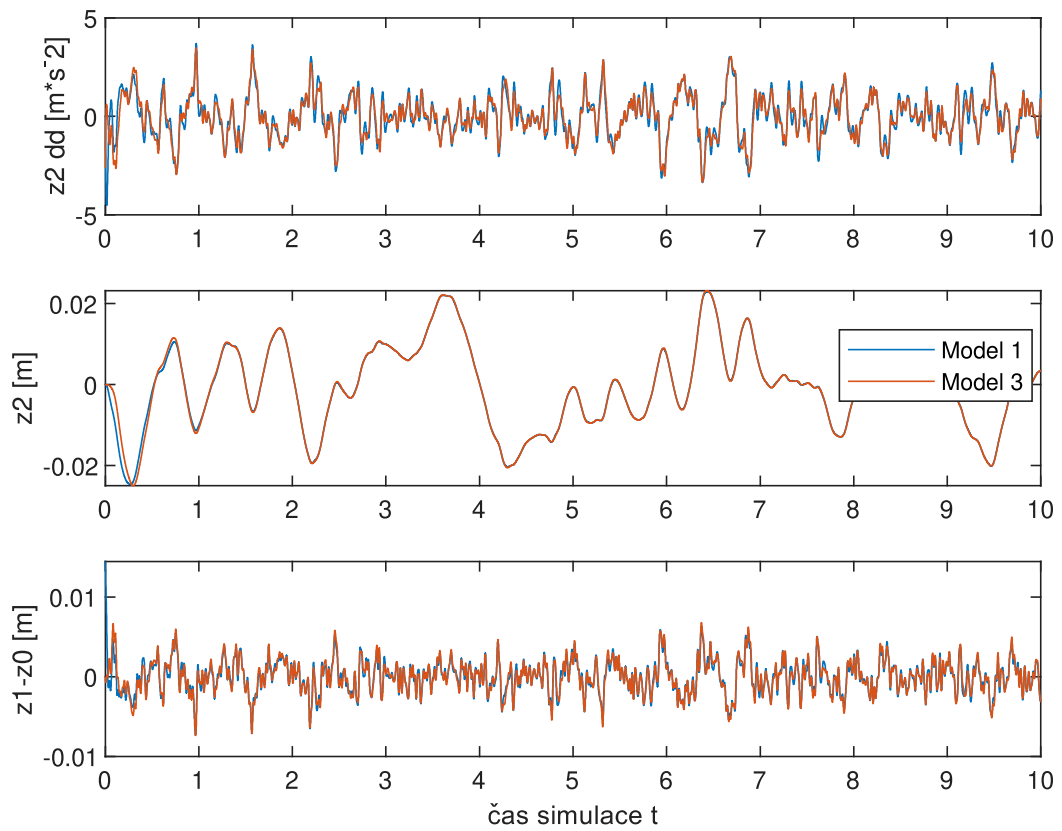
Obrázek 6.3: Aktuátor aktivního hltiče - Velikost akčního zásahu, Periodic chirp 0-20 Hz



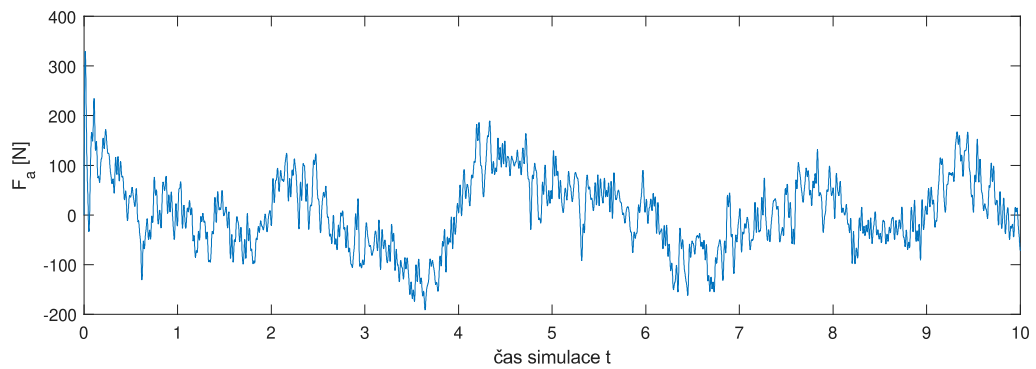
Obrázek 6.4: Přejezd kosinového hrbu - porovnání Modelu 1 a Modelu 3



Obrázek 6.5: Přejezd kosinového hrbu - akční síla F_a



Obrázek 6.6: Stochastické buzení - porovnání Modelu 1 a Modelu 3



Obrázek 6.7: Stochastické buzení - akční síla F_a

6.4 Odpružení s hltičem na odpružené hmotě vozu

Pro tuto variantu odpružení byl použit Model 4 popsáný v podkapitole 4.4. Jako parametry naladění pružiny a tlumiče základního čtvrtauta byly opět použity ty, které byly nalezeny při optimalizaci v Kap.5. (Tab.6.1)

6.4.1 Parametry hltiče

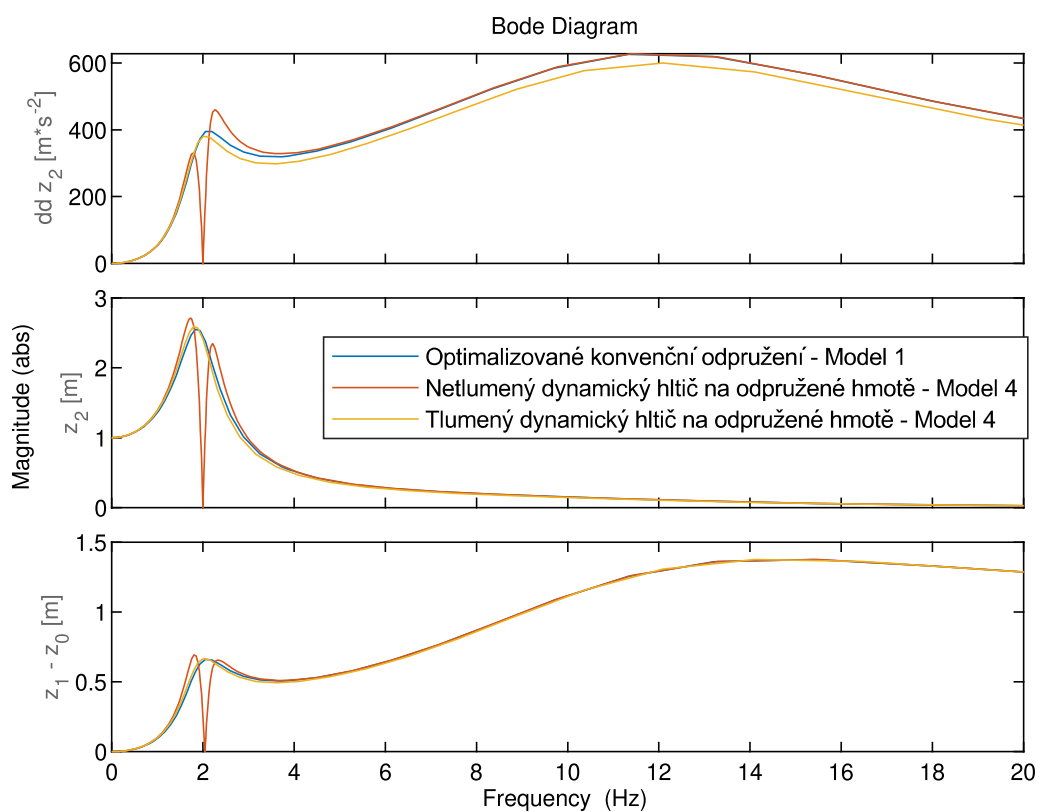
Velikost hmoty hltiče byla zvolena 20kg. Jeho vlastní frekvence byla navržena tak, aby odpovídala špičce odezvy odpružené hmoty, z Bodeho diagramu byla tedy odečtena hodnota 2.0 Hz. S takto navrženým netlumeným hltičem nebylo dosaženo zlepšení cílových funkcí. Dále byla vyzkoušena varianta s tlumeným hltičem. Byl proveden pokus o optimalizaci hodnoty tlumení i vlastní frekvence hltiče použitím algoritmu *fminsearch* a genetických algoritmů, ale výsledek optimalizace nepřinesl žádnou smysluplnou kombinace parametrů. Proto byla provedena ruční optimalizace tlumení hltiče na hodnotu 30 000 N.s/m a vlastní frekvence byla ponechána na 2.0 Hz.

6.4.2 Výsledky dosažené s hltičem na odpružené hmotě

Pomocí dynamického hltiče umístěného na karoserii se podařilo snížit cílovou funkci pohodlí o 9,4% a cílovou funkci stability o 0,5%. Efekt je tedy menší, než při použití hltiče umístěného na nápravě. V tabulce 6.4 jsou uvedeny výsledné hodnoty cílových funkcí. Pro referenci jsou uvedeny i výsledné hodnoty s netlumeným hltičem, který však vlastnosti odpružení zhoršuje. Na grafu na Obr. 6.8 jsou zobrazeny Bodeho charakteristiky tlumené i netlumené konfigurace parametrů.

	CF	CF pohodlí	CF stability
Optimalizované konvenční odpružení, Model 1	1.6300	0.6747	0.9553
Netlumený hltič na odpružené hmotě, 2 Hz	1.6354	0.6797	0.9557
Tlumený hltič na odpružené hmotě, 2 Hz, 30000 N.s/m	1.5623	0.6115	0.9508

Tabulka 6.4: Výsledky Model 4



Obrázek 6.8: Frekvenční charakteristika použitých konfigurací Modelu 4 s dynamickým hltičem na odpružené hmotě

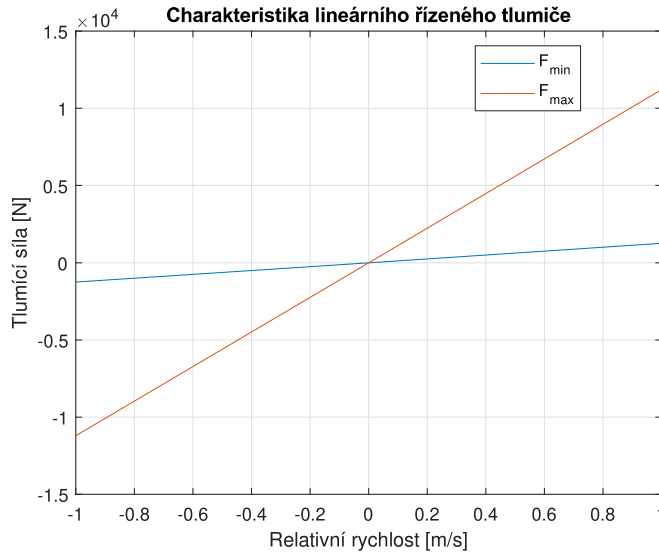
Kapitola 7

Odpružení s dynamickým hltičem a s poloaktivním tlumením.

Na základě dobrých výsledků dosažených s dynamickým hltičem umístěným na nápravě bylo rozhodnuto vytvořit variantu poslední, s poloaktivním tlumením. Motivací k tomu je, že v dosud zkoušených variantách odpružení se podařilo značně zlepšit kritérium pohodlí, kritérium stability se ale dařilo snížit méně. V práci [2] a [15] je popsáno úspěšné zlepšení kritéria stability dosažené právě použitím poloaktivního tlumiče. Je tedy třeba ověřit, zda bude možné výhody obou rozšíření kombinovat, to znamená úspěšně v jednom systému dosáhnout zlepšení kritéria pohodlí pomocí dynamického hltiče umístěného na nápravě, a zároveň zlepšit kritérium stability poloaktivním tlumením.

7.1 Simulační model

Protože model s poloaktivním tlumičem již není modelem lineárním, nevystačíme si zde pouze s jeho popisem pomocí přenosů, a bude nutné jej simulovat v časové oblasti v prostředí Simulink. Jako základ byl použit Model 3 popsáný v podkapitole 4.3. Zde se jednalo o model čtvrtauta s aktivním hltičem na nápravě. Model byl upraven pro potřeby implementace poloaktivního tlumení. Byl z něj tedy odstraněn silový aktuátor na hltiči realizující vstup F_a a původní pasivní tlumič b . Místo původního pasivního tlumiče byl do modelu přidán vstup F_b , který umožňuje model řídit silou z poloaktivního tlumiče, jejíž velikost bude v simulaci počítána jako funkce výstupů modelu a rušivého vstupu z_0 . Přeprogramován musel být i výstup modelu - pro potřeby simulace poloaktivního tlumení bylo třeba mezi výstupy přidat veličiny z_2 a z_1 . Mechanický model popsáné struktury je vyobrazen na Obr. 7.1. Zasazení tohoto modelu do prostředí Simulink je vyobrazeno na Obr.7.3.



Obrázek 7.2: Charakteristika uvažovaného řízeného tlumiče [15]

tlumící sílu nejbližší možnou k síle požadované. Skutečná tlumící síla generovaná tlumičem je označena F_b .

$$v_{rel} = \dot{z}_2 - \dot{z}_1$$

$$U_{rid} = U_{max} - \frac{(F_{max}(v_{rel}) - F_a)(U_{max} - U_{min})}{F_{max}(v_{rel}) - F_{min}(v_{rel})}$$

$$\text{Pokud } U_{rid} > U_{max} \Rightarrow U = U_{max} \quad (7.1)$$

$$\text{Pokud } U_{max} > U_{rid} > U_{min} \Rightarrow U = U_{rid}$$

$$\text{Pokud } U_{rid} < U_{min} \Rightarrow U = U_{min}$$

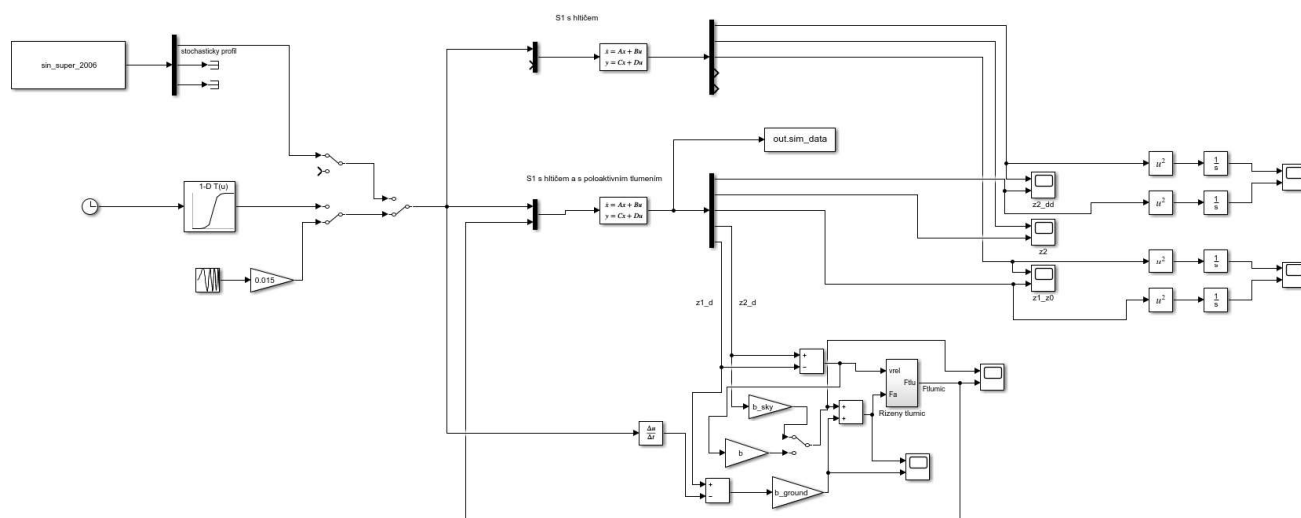
Poloaktivní tlumič realizuje skutečnou tlumící sílu F_b v závislosti na řídicím napětí U_{rid} a relativní rychlosti výstupů tlumiče v_{rel} následovně: (7.2)

$$F_b = F_{max}(v_{rel}) + \frac{(U - U_{max})(F_{max}(v_{rel}) - F_{min}(v_{rel}))}{U_{max} - U_{min}} \quad (7.2)$$

7.3 Koncept Sky-hook a Ground-hook, strategie řízení.

Při použití aktivního nebo poloaktivního odpružení je třeba vyřešit otázku, jakou zvolit strategii výpočtu požadované tlumící síly tak, aby byla minimalizována kritéria pohodlí a stability.

Koncept Sky-hook [16] představuje imaginární tlumič umístěný mezi odpruženou hmotou vozu a okolní inerciální vztažnou soustavou. Imaginární síla v něm vznikající má tak vždy takový



Obrázek 7.3: Simulink - sestava modelu s hltičem a s poloaktivním tlumením

7.5 Simulace

Byla provedena simulace chování modelu buzeného různými druhy vstupních signálů. Byl použit signál typu Chirp v rozmezí 0 - 20 Hz o amplitudě 0.015m, přejezd kosinového hrbu o délce 2s a výšce 5 cm a stochastický signál. Paralelně s testovaným modelem, který obsahuje pasivní dynamický hltič vibrací a poloaktivní tlumení, běžel v simulaci i původní model s pasivním hltičem a pasivním tlumením. Oba modely je tedy možné porovnat a zjistit relativní zlepšení kritérií optimality.

7.6 Výsledky simulace pro variantu Sky-Hook + Ground-hook

Požadovaná tlumící síla se v tomto modelu vypočte jako součet imaginárních tlumících sil vznikajících ve Sky-hooku a v Ground-hooku.

$$F_a = F_{b,sky} + F_{b,gr} = b_{sky} * \dot{z}_2 + b_{gr} * (z_1 - \dot{z}_0) \quad (7.6)$$

Konstanty Sky-hooku a Ground-hooku byly po delším experimentování zvoleny následovně: $b_{sky} = 6000 \text{ N.s/m}$, $b_{gr} = -2300 \text{ N.s/m}$. Při tom byl zohledněn požadavek, že primárně má být poloaktivním tlumičem vylepšeno kritérium stability, a kritérium pohodlí nemá být oproti verzi s pasivním tlumením zhoršeno. Dosažené výsledky jsou uvedeny v tabulce 7.1. Je vždy uvedena hodnota daného kritéria optimality dosažená poloaktivním

7.7 Výsledky simulace pro variantu Ground-hook

Požadovaná tlumící síla se v tomto modelu vypočte jako součet imaginární tlumící síly Ground-hooku a tlumící síly původního pasivního tlumiče. Byla použita velikost konstanty Ground-hooku $b_{gr} = -2300 \text{ N.s/m}$. Velikost tlumení $b = 3735 \text{ N.s/m}$ je ponechána.

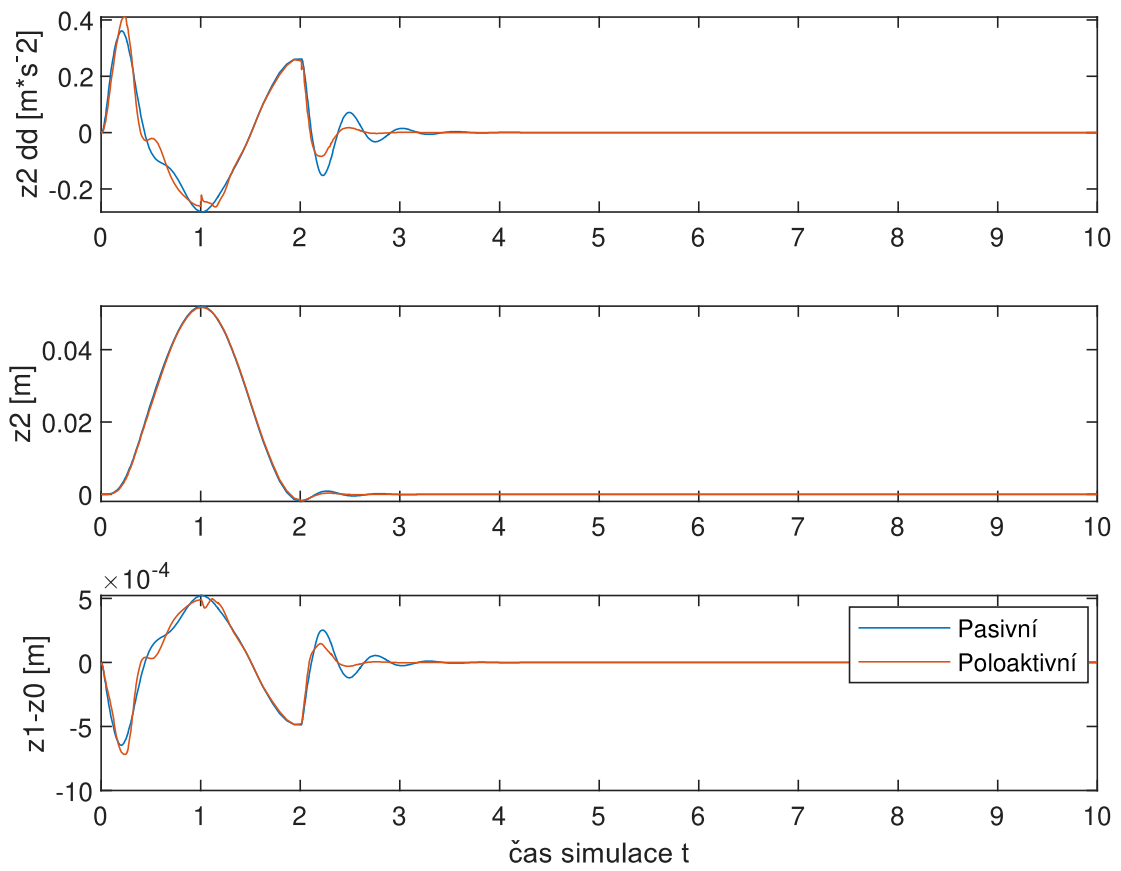
$$F_a = b * (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + F_{b,gr} = b * (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + b_{gr} * (\dot{z}_1 - \dot{z}_0) \quad (7.7)$$

Výsledky dosažené s touto variantou výpočtu tlumící síly jsou uvedeny v tabulce 7.2. Je vždy uvedena hodnota daného kritéria optimality dosažená poloaktivním modelem a její relativní změna oproti modelu s pasivním tlumením. Tedy čím vyšší záporná hodnota relativní změny, tím lepší. Průběhy výstupních veličin \ddot{z}_2 , \dot{z}_2 a $z_1 - z_0$ jsou na grafech na Obr. 7.7, 7.8 a 7.9.

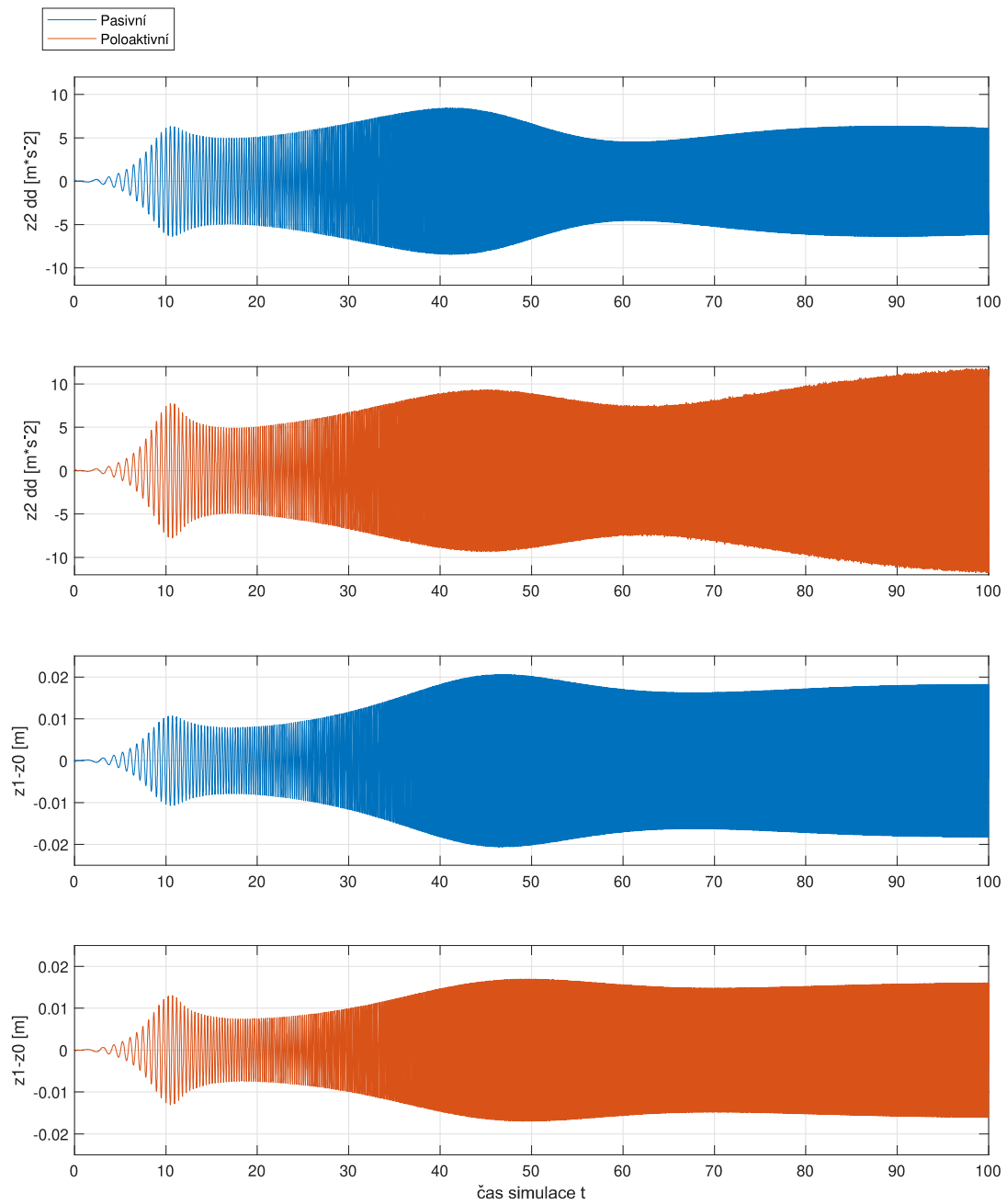
	J_{pt}	relativní rozdíl	J_{st}	relativní rozdíl
Chirp	2.68E+03	51.95%	8.73E-03	-25.54%
Bump	9.87E-02	16.30%	3.25E-07	12.80%
Stochastika	1.66E+01	46.87%	4.36E-05	-4.72%

Tabulka 7.2: Výsledky varianty Ground-hook

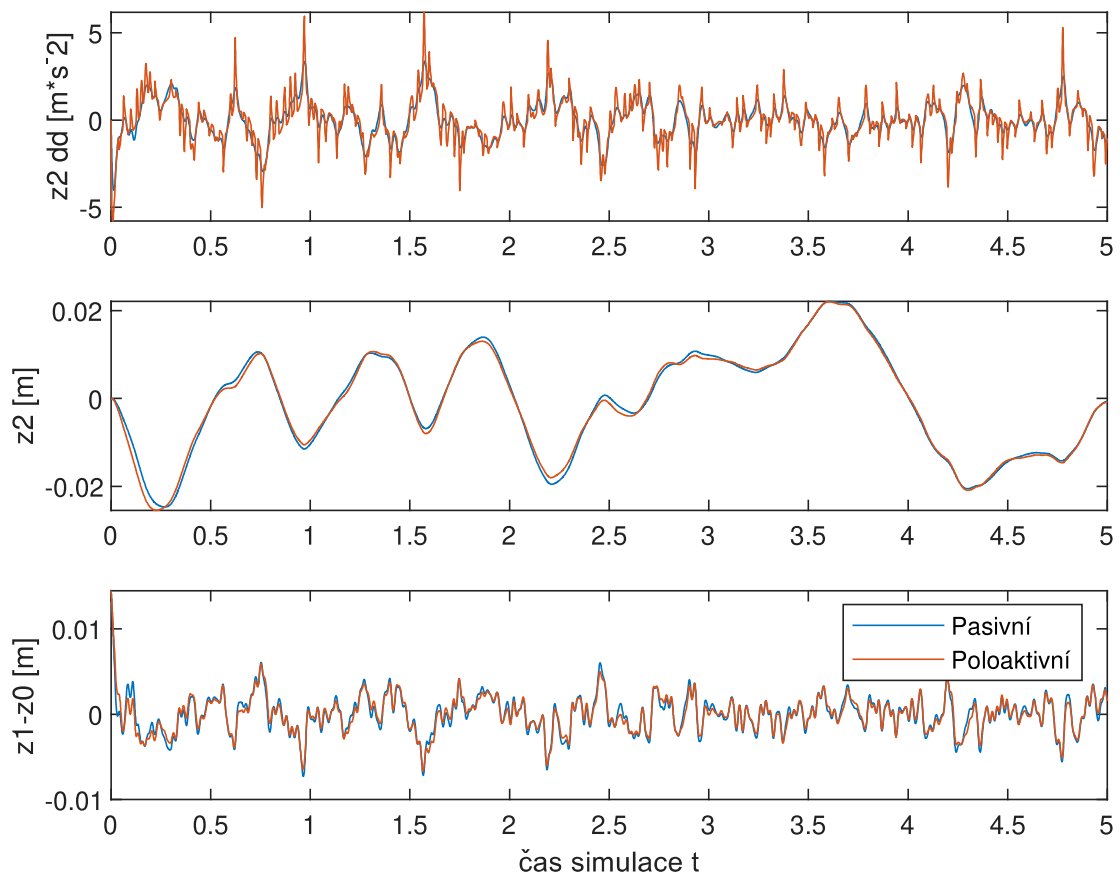
Výsledky varianty s použitím samotného Ground-hooku nejsou evidentně vůbec příznivé. V případě buzení signálem Chirp a stochastickým signálem se sice podařilo snížit kritérium stability, bylo toho ale dosaženo za cenu značného zhoršení kritéria pohodlí. Podobný účinek byl v odpovídající míře pozorován i pro jiné hodnoty konstanty b_{gr} v intervalu od -500 do -10000. V případě přejezdu kosinového hrbu došlo ke zhoršení obou kritérií. Na grafu výchylky $z_1 - z_0$ na obr. 7.8 je patrné, co se děje: Dojde ke snížení tlumící síly, takže neodpružená hmota po přejezdu nerovnosti dlouho dokmitává a tím zhoršuje obě sledovaná kritéria optimality. Variantu výpočtu tlumící síly pouze pomocí Ground-hooku a pasivní tlumící síly tedy doporučit nelze.



Obrázek 7.5: Výstup modelu při přejezdu kosinového hrbu. Varianta Sky-hook + Ground-hook.



Obrázek 7.7: Výstup modelu při buzení signálem Chirp 0-20 Hz. Varianta Ground-hook.



Obrázek 7.9: Výstup modelu při buzení stochastickým signálem. Varianta Ground-hook.

Kapitola 8

Závěr

V této práci byly prozkoumány možnosti vylepšení vlastností automobilového odpružení použitím inerterů, dynamických hltičů a aktivních a poloaktivních prvků.

Byly sestaveny lineární stavové modely konvenčního odpružení, odpružení s inertorem a s dynamickým hltičem na odpružené i neodpružené hmotě vozu. Byly připraveny skripty v prostředí MATLAB sloužící k rychlému vykreslování charakteristik testovaných parametrů modelů a k jejich vzájemnému grafickému porovnávání.

Dále byly v Matlabu připraveny funkce pro výpočet optimality odpružení na základě kritérií pohodlí a stability. Při tom byl kladen důraz na jejich univerzálnost a jednodušnost, aby bylo možné jednotlivé varianty odpružení objektivně vzájemně porovnávat napříč všemi sestavenými stavovými modely.

Byly sestaveny skripty pro optimalizaci parametrů testovaných variant odpružení. Při tom byla použita jak lokální gradientní metoda optimalizace, tak genetické algoritmy. Pomocí optimalizace parametrů byly nalezeny optimální parametry pro model konvenčního odpružení, odpružení s inertorem a pro modely s dynamickými hltiči. Model odpružení s inertorem nepřinesl navzdory očekávání zásadní zlepšení oproti konvenční konfiguraci odpružení. Naproti tomu model s dynamickým hltičem umístěným na neodpružené hmotě vozu se projevil jako dobře fungující a přinesl zlepšení kritéria pohodlí o 33,7% a kritéria stability o 5,9%. Obecně u všech optimalizovaných variant se dařilo zlepšovat vždy více kritérium pohodlí než kritérium stability.

Na základech optimalizovaného modelu s pasivním hltičem na neodpružené hmotě byla sestavena varianta s týmž hltičem doplněným o aktivní silový element typu voice-coil. Důvodem tohoto rozšíření byla snaha dále zlepšit kritéria optimality odpružení, zejména pak kritérium stability, které se doposud dařilo snížit méně. Byla provedena syntéza zpětnovazebního řízení aktivního elementu pomocí LQR. Oproti variantě s pasivním hltičem bylo dosaženo zlepšení kritérií pohodlí a stability o 4,2 % a 5,3 % respektive. Systém byl ale náročný z hlediska zatížení silového aktuátoru, protože akční zásahy vycházely velké.

Na základech stejného optimalizovaného modelu s pasivním hltičem na neodpružené hmotě vozu byl sestaven model s poloaktivním tlumením, aby byly obě varianty aktivního resp. poloaktivního řízení porovnány. Byla použita metoda výpočtu požadované síly v poloaktivním tlumiči pomocí konceptu Sky-hook a Ground-hook. Opět byl kladen důraz na zlepšení kritéria stability. To se podařilo vylepšit o 18.8 % bez znatelného zhoršení kritéria pohodlí.

Podařilo se tady navrhnout a zoptimalizovat dobře fungující modely odpružení s dynamickým hltičem na neodpružené hmotě vozu rozšířené o aktivní a poloaktivní řízení. Dalším možným rozšířením této práce by byla implementace nelinearity systému do modelů. Tedy například zařazení nelinearity tlumiče nebo odskoku pneumatiky.



Bibliografie

1. SMITH, M.C.; WANG, Fu-Cheng. Performance Benefits in Passive Vehicle Suspensions Employing Inerters. *Vehicle System Dynamics - VEH SYST DYN*. 2004, roč. 42, s. 2258–2263 Vol.3. ISBN 0-7803-7924-1. Dostupné z DOI: 10.1109/CDC.2003.1272954.
2. VALASEK, Michael; KORTÜM, W.; SIKA, Z.; MAGDOLEN, Lubo; VACULIN, Ondrej. Development of semi-active road-friendly truck suspensions. *Control Engineering Practice*. 1998, roč. 6, s. 735–744. Dostupné z DOI: 10.1016/S0967-0661(98)00079-3.
3. STEINBAUER, Pavel; BANĚČEK, Jan; KOLDA, Ondřej; HOUFEK, Pavel; ZEMÁNEK, Tomáš. Inerter Potential for Vehicle Vertical Dynamics. 2017.
4. LAXMIMALA BARATHWAAJ, Dheepakram; YEGATEELA, Sujay; VARDHAN, Vivek; SURESH, Vignesh; KALIYANNAN, Devarajan. Effect of Inerter in Traditional and Variant Dynamic Vibration Absorbers for One Degree-of-Freedom Systems Subjected to Base Excitations. *Mechanics and Mechanical Engineering*. 2019, roč. 23, s. 9–16. Dostupné z DOI: 10.2478/mme-2019-0002.
5. SOONG, Ming; RAMLI, Rahizar; MAHADI, Wan. Vehicle suspensions with parallel inerter: Effectiveness in improving vibration isolation. *Journal of Vibroengineering*. 2014, roč. 16, s. 256–265.
6. SHEN, Yujie; CHEN, Long; LIU, Yanling; ZHANG, Xiaoliang. Analysis of vibration transfer characteristics of vehicle suspension system employing inerter. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 2017, s. 1245. Dostupné z DOI: 10.15632/jtam-pl.55.4.1245.
7. WANG, Fu-Cheng; SU, Wei-Jiun. Impact of inerter nonlinearities on vehicle suspension control. *Vehicle System Dynamics - VEH SYST DYN*. 2008, roč. 46, s. 575–595. Dostupné z DOI: 10.1080/00423110701519031.

8. MULLA, Ansar; UNUNE, Deepak; JALWADI, Sudhindra. Performance Analysis of Skyhook, Groundhook and Hybrid Control Strategies on Semiactive Suspension System. In: 2014.
9. BRZESKI, Piotr; PERLIKOWSKI, Przemysław. Effects of play and inerter nonlinearities on the performance of tuned mass damper. *Nonlinear Dynamics*. 2016, roč. 88, s. 1–15. Dostupné z DOI: 10.1007/s11071-016-3292-1.
10. SHEN, Yujie; CHEN, Long; LIU, Yanling; ZHANG, Xiaoliang. Influence of fluid inerter nonlinearities on vehicle suspension performance. *Advances in Mechanical Engineering*. 2017, roč. 9, s. 168781401773725. Dostupné z DOI: 10.1177/1687814017737257.
11. GILLESPIE, T.D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 9781560911999.
12. VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Nakladatelství a vydavatelství vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
13. ŠIKA, Z.; ZAVŘEL, J.; VALÁŠEK, M. Residual Modes for Structure Reduction and Efficient Coupling of Substructures. *Bulletin of Applied Mechanics* 5(19), 54-59. 2009.
14. VALÁŠEK, M. *Mechatronika*. ČVUT, 1995. ISBN 80-01-01276-X.
15. ŠIKA, Z. Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů: habilitační práce. 2004.
16. KARNOPP, Dean; CROSBY, Michael J; HARWOOD, RA. Vibration control using semi-active force generators. 1974.