

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

ANALÝZA MOŽNOSTÍ AKTIVNÍHO TLUMENÍ PRO DOPRAVNÍ PROSTŘEDKY

ANALYSIS OF POTENTIAL ACTIVE DAMPING FOR VEHICLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE **Bc. JAKUB SVOBODA**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE **Ing. ZDENĚK HADAŠ, Ph.D.**
SUPERVISOR

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automatizace a informatiky
Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Svoboda

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

obor: **Aplikovaná informatika a řízení (3902T001)**

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

Analýza možností aktivního tlumení pro dopravní prostředky

v anglickém jazyce:

Analysis of potential active damping for vehicles

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tlumiče jsou nedílnou součástí všech dopravních prostředku (od jízdního kola přes osobní automobily až po težké stroje). V některých speciálních aplikacích se využívá poloaktivního či aktivního tlumení. V poslední době se aktivní či poloaktivní tlumení stále častěji objevuje i některých dopravních prostředcích a cílem této práce je mapovat tyto systémy a pro zvolenou aplikaci navrhnout vhodný tlumič.

Cíle diplomové práce:

1. Analýzujte současný stav aktivního tlumení u dopravních prostředků.
2. Vypracujte patentovou rešerši.
3. Analýzujte jednotlivé konstrukční varianty pro zvolený dopravní prostředek.
4. Vypracujte energetickou analýzu.
5. Vyhodnoďte naměřená data a navrhněte vhodné konstrukční řešení pro daný dopravní prostředek.

Seznam odborné literatury:

Guglielmino a kol.: Semi-active Suspension Control, Springer, 2008.

Rajamani, R.: Vehicle Dynamics and Control, Springer, 2006.

Janocha, H.: Adaptronics and Smart Structures, Springer, 1999.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 24. 11. 2010

L.S.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ DĚKANÁT

Ing. Jan Roupec, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se dotýká problematiky aktivního a poloaktivního tlumení a možností jeho uplatnění v kontextu dopravních prostředků. Počátek dokumentu je věnován pojednání o aktuálním stavu, významných aplikacích a patentech na tomto poli. Jelikož je každé z dílčích použití poměrně specifické, další část postihuje pouze vybranou oblast, a to tlumící jednotku jízdního kola. V duchu této volby byla provedena reálná měření i simulace s cílem ověřit použitelnost takových zařízení v praxi.

ABSTRACT

Diploma thesis deals with the issue of active and semi-active damping and its possible applications in the context of vehicles. The beginning of the document is focused on the actual state, major applications and patents in the field. As each of the individual ways of usage is relatively specific, the next part is aimed particularly at the damping unit of bicycle. Given the choice, real measurements and simulations were made in order to verify the applicability of such a device in practice.

KLÍČOVÁ SLOVA

Aktivní, poloaktivní, tlumení, kolo, analýza, řízení, model.

KEYWORDS

Active, semi-active, damping, bicycle, analysis, control, model.

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Zdeňkovi Hadašovi, Ph.D. za jeho čas, věcné podněty a připomínky při vypracovávání této diplomové práce.

Obsah:

Zadání závěrečné práce ... **3**
Abstrakt ... **5**
Poděkování ... **7**
1 Úvod ... **11**
2 Formulace problému a cíle řešení ... **13**
3 Současný stav problematiky ... **15**
3.1 Zhodnocení rešerše ... 17
4 Tlumič kmitů ... **19**
4.1 Charakteristika tlumiče ... 19
4.2 Funkce tlumení ... 19
4.2.1 Komfort ... 19
4.2.2 Jízdní vlastnosti a bezpečnost ... 20
4.3 Typy tlumičů ... 21
4.3.1 Pasivní tlumení ... 21
4.3.2 Aktivní tlumení ... 21
4.3.3 Poloaktivní tlumení ... 21
5 Magnetoreologické tlumiče ... **23**
5.1 Magnetoreologické kapaliny ... 23
5.2 Matematické modely magnetoreologických tlumičů ... 24
5.2.1 Bingham ... 24
5.2.2 Bouc-Wen ... 25
5.2.3 Spencer (modifikovaný Bouc-Wen) ... 26
5.2.4 Viscous + Dahl ... 27
6 Řídicí strategie ... **29**
6.1 Skyhook ... 29
6.1.1 On-off skyhook ... 30
6.1.2 Continuous skyhook ... 30
6.2 Groundhook ... 31
6.3 Kombinace skyhook a groundhook ... 32
6.4 Balance logic ... 32
7 Model dopravního prostředku ... **33**
7.1 Identifikace vstupních údajů ... 34
7.2 Odezva systému ... 35
8 Model v prostředí Matlab/Simulink ... **36**
8.1 Čtvrtinový model automobilu ... 36
8.2 Výpočet ideální hodnoty akční veličiny ... 37
8.2.1 Skyhook on-off ... 37
8.2.2 Skyhook continuous ... 38
8.2.3 Groundhook on-off ... 38
8.2.4 Balance logic ... 38
8.2.5 PID regulace ... 39
8.2.6 LQR řízení ... 41
8.3 Zajištění adekvátní hodnoty akční veličiny ... 43
8.4 Model magnetoreologického tlumiče ... 43
8.5 Průběhy poruchové veličiny ... 45
9 Počítačový experiment ... **47**
9.1 Porovnání řídicích metod ... 47
9.1.1 Energetická analýza ... 50
9.1.2 Ověření robustnosti ... 51
9.2 Připojení modelu magnetoreologického tlumiče ... 53

9.3 Zhodnocení výsledků 56
10 Závěr 59
Seznam použité literatury 61
Seznam citovaných patentů 62
Seznam příloh 63

1 ÚVOD

Na tlumič nárazů, jakožto zařízení pro disipaci kinetické energie, můžeme narazit v mnoha rozličných aplikacích – od stavebního inženýrství až po sféru domácích spotřebičů. K zaručeně největšímu rozšíření však došlo v oblasti dopravních prostředků, a právě z důvodu mohutného nasazení se tlumičům dostává další pozornosti. Čím dál více se do popředí dostávají i netriviální systémy, které mohou zásadním způsobem změnit dosavadně zažitý systém ústupků. Snaha o splnění požadavků dobrého komfortu posádky a zároveň i kvalitních jízdních vlastností je totiž v případě nasazení pasivních tlumicích jednotek spojena s přijetím určité střední cesty. Klasické tlumiče disipují energii víceméně úměrně rychlosti (případně různě pro stlačení a odskok), proto naladění pro určitý režim vede ke kompromisům na jedné či druhé straně. S tímto nedostatkem se dokážou vyrovnat tzv. aktivní a poloaktivní systémy. Ty využívají principu vyrovnávání nechtěných pohybů prostřednictvím vnášené energie do soustavy, resp. řízeného odebírání energie a to s pomocí proměnného tlumicího účinku. Ovládanými akčními členy mohou být například lineární elektromotory, hydraulické obvody, tlumiče s měnitelným průtočným profilem anebo ovlivnitelnou charakteristikou tlumicího media. Do posledně jmenované kategorie spadají elektrologické a magnetoreologické tlumiče, využívající specifických vlastností tlumicích kapalin. Ty mění svoji charakteristiku poté, co jsou vystaveny elektrickému, resp. magnetickému poli, a to v závislosti na jeho intenzitě. Příslušné signály vysílá regulátor (řídicí jednotka) na základě informací o sledovaných veličinách a stavu systému. V případě automobilů lze očekávat vazbu na ostatní pomocné prvky, jako třeba ABS nebo ESP. Nezbytnou součástí celku se tak, kromě zdroje elektrické energie, stávají i snímače. Spotřeba celé soustavy je závislá na zvoleném řešení. Aktivní systémy jsou v tomto ohledu považovány za poměrně náročné. Podobně méně praktické jsou i elektroreologické tlumiče, vyžadující značně vysoká napětí (v řádech kV).

S nástupem horských kol, na začátku sedmdesátých let, zažila cyklistika nebývalý rozmach a jízdní kolo se z pohledu široké veřejnosti konečně vymanilo ze škatulky dopravních prostředků a nadobro se stalo i nástrojem pro zábavu a rekraci. Rostoucí popularita šla ruku v ruce s postupným vznikem dalších trendů. Nové, extrémnější disciplíny (například sjezd a freeride), si vyžádaly specifické sportovní náčiní a podněcovaly tak jeho další vývoj. Docházelo tedy k průniku některých technologií, důvěrně známých ze sféry automobilů a jiných odvětví - hydraulické kotoučové brzdy, pokročilé materiály, či právě tlumící jednotky. Zavedení odpružení bylo logickým vyústěním snahy výrobců zvýšit úroveň komfortu a zlepšit ovladatelnost, podobně jako u motorových vozidel. Jelikož kolo je téměř výhradně poháněno lidskými svaly, silnou motivací se proto stala snaha o minimalizaci ztrát energie při překonávání rozličných terénních nerovností a různých režimech jízdy (vysednutí, intenzivní šlapání atp.). To vedlo například k zavedení uzamykatelných jednotek. V důsledku propagování/komercializace/medializace se zároveň zlepšila dostupnost pro běžné spotřebitele a kvalitní vybavení již není výsadou jen profesionálních sportovců. Tento fakt, tedy zvýšená poptávka a následný odbyt, ještě umocněný sezónními trendy, je samozřejmě pomyslným hnacím motorem a zdrojem pro financování dalších inovačních aktivit výrobců.

Volba tlumiče horského kola, jako pomyslného ohniska zájmu a středobodu této práce, vyplynula jednak z čistě osobních motivů (neboť cyklistika mne provázela již od útlého věku), a dále byla vyústěním úvahy o možném prostoru pro další vylepšení v této oblasti. Dílčí roli samozřejmě sehrál i realizační aspekt, kdy tlumicí soustava jízdního kola je konstrukčně méně komplikovaná a těžkopádná, než například v případě osobního automobilu.

Tato práce si klade za cíl nejprve zmapovat aktuální situaci na poli pokročilých systémů tlumení, dále pak prozkoumat vhodnost jejich použití na jízdních kolech a případně navrhnout vhodné konstrukční řešení. To vše na základě analýzy současného stavu v oblasti tlumících jednotek, již existujících řešení, patentů a také trendů ve zvoleném směru. Součástí je i provedení počítačového experimentu a zhodnocení získaných výsledků.

2 FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE ŘEŠENÍ

Pro problematiku návrhu a použití tlumičů v dopravních prostředcích je typický jistý rozpor, který ji provází již od počátku jejich nasazení. Ten spočívá v požadavku na dosažení jisté úrovně lidského pohodlí spolu se zachováním dobrých jízdních vlastností a současně i co nejmenšího namáhání (ať už samotné odpružené hmoty anebo vozovky). Pasivní tlumení se s tímto protikladem vyrovnává pomocí kompromisu, a to zpravidla v podobě naladění na určitý režim. Nasazení aktivních a poloaktivních jednotek přináší možnost průběžně měnit nastavení v závislosti na aktuálních vstupech a radikálně tak vylepšit chování systému.

Oblast použití tlumičů je poměrně široká a různorodá a z tohoto důvodu je tato práce cílena nejdříve obecně na dopravní prostředky a posléze na oblast jízdních kol. Ta byla zvolena zejména s ohledem na její relativní nedotčenost, což se nedá říct například o kategorii osobních automobilů. Pro plnohodnotné využití potenciálu tlumičů s měnitelnou charakteristikou se jako klíčový jeví zejména návrh vhodného řízení. Snahou tedy bude postihnout specifika této domény, provést srovnání použitelných metod regulace a ověřit potenciál pro možnou aplikaci aktivního nebo poloaktivního tlumení. To vše na základě rešerše relevantních odkazů a vyhodnocení výsledků simulací.

3 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Pravděpodobně nejvíce skloňovaným systémem aktivního tlumení ve sféře dopravních prostředků je produkt Magnetic Ride Control (MRC) výrobce Bose [1]. Za hlavní přednost tohoto řešení je považována jeho vysoká rychlost, umožňující velmi pružně reagovat na manévrování a nerovnosti vozovky. To má samozřejmě příznivý dopad na kvalitu jízdních vlastností, bezpečnost a komfort posádky. Akční prvek má podobu lineárních elektromagnetických motorů, které mimo jiné využívají principu rekuperace energie při vysunutí tlumiče. To má pozitivní vliv na spotřebu systému; přičemž právě ta bývá označovaná jako významná nevýhoda čistě aktivních přístupů. Ačkoliv zařízení na pohled působí poměrně masivně, výrobce vyzdvihuje i modulárnost celého řešení, které by mělo zajistit dobrou kompatibilitu s různými podvozky.

Čísla patentů: US 7,823,891 B2 viz [P1], US 7,427,072 B2 viz [P2].

Hned několika produkty se na trhu podílí společnost BWI Group [2]. Její systém MagneRide, momentálně již třetí generace, je již plošně osazován do sériových vozů značek jako Audi, Ferrari nebo Cadillac. Řídicí jednotka zohledňuje komplexní informace o stavu vozu (spolupracuje například se systémy ABS a ESP). Patřičný a plynule měnitelný tlumicí účinek pak zajišťují magnetoreologické tlumiče.
Bi-State Real Time Damping (BSRTD) je poloaktivní tlumicí systém, který automaticky přepíná mezi dvěma úrovněmi tlumení (princip dvoupolohové regulace). Řídicí jednotce, pracující na bázi upraveného algoritmu *skyhook*, dodává potřebná data čtveřice snímačů polohy. Akční člen tvoří solenoid, který otevírá a zavírá pomocný ventil; udávaná reakční doba je pod 40ms.[2]

Autoři dokumentu [3] popisují návrh poloaktivního tlumení pro horské kolo, založený na magnetoreologickém principu. Důraz je kladen zejména na jeho bezpečnost, nízkou hmotnost a výkon. V případě předního tlumiče využívají části konstrukce existujícího pasivního zařízení a jsou tedy limitováni jeho vnitřními rozměry. Jako tlumicí medium byla použita magnetoreologická kapalina výrobce LORD. Práce zohledňuje možnost výpadku napájení či selhání elektroniky. V takovém případě se zařízení chováním a charakteristikou podobají klasickým tlumičům, z nichž se v návrhu vycházelo. V závěru jsou funkční poloaktivní tlumiče podrobeny sérii testů a srovnání s původním pasivním provedením. Ze slovního ohodnocení vyplývá, že se podařilo splnit vytyčené cíle (viz výše) a oba prototypy vykazují zlepšenou funkci. V dostupném dokumentu jsou finální srovnání v podobě grafů bohužel záměrně znečitelněna.

Téměř shodná řešení lze nalézt i v publikaci [4] jednoho z autorů předchozího dokumentu. Tato se ovšem dotýká problematiky poloaktivního tlumiče pro motokrosový motocykl.

V podobném duchu se nese i práce [5], která je zacílena na návrh tlumiče pro přední vidlici silničního motocyklu. I tato poloaktivní jednotka pracuje na magnetoreologickém principu a stejně jako v předchozím dokumentu je dodavatelem kapaliny společnost LORD [6]. Pro regulaci je použita řídicí strategie *skyhook* (konkrétně dvoustavová varianta, přepínající mezi vysokým a nízkým koeficientem tlumení), orientovaná na komfort. Ta je doplněna o systém řízení na základě polohy, který má zajistit příznivé jízdní vlastnosti a zároveň ochranu před poškozením tlumiče v případě extrémních výchylek. Toho je dosaženo volbou vysoké hodnoty koeficientu tlumení v krajních mezích zdvihu a rovněž v pásu okolo rovnovážné polohy, měřené po nasednutí jezdce. Data nezbytná pro správnou funkci regulátoru obstarává dvojice akcelerometrů s rozsahem +/- 8g a lineární potenciometr. Při praktickém testování autor a testovací jezdec v jedné osobě pozoruje zlepšení zejména v jízdních vlastnostech při manévrování. Zároveň poukazuje na fakt, že zmíněná zvýšená tuhost v pásu kolem nulové výchylky má poměrně negativní vliv na jízdní komfort a nastiňuje prostor pro další vylepšení.

Přímé srovnaní prototypu a původního pasivního tlumení je však mírně zkresleno použitím odlišné pružiny o zvýšené tvrdosti. Lze se domnívat, že i tento zásah měl jistý vliv na výše zmíněné dojmy.

Firma Cannondale [7], přední výrobce jízdních kol a průkopník na poli nekonvenčních řešení (jmenovat lze například vidlice Lefty a Fatty), v roce 2009 představila koncept poloaktivního odpružení pro horská kola s názvem SIMON [8], [9]. Jedná se o přední odpruženou vidlici se zdvihem 130 mm, využívající principu změny průtoku tlumícího media – oleje. Velikost průtočného průřezu je regulována s pomocí krokového motoru, přičemž úplného otevření, resp. zaškrcení, lze dosáhnout v čase 6ms. Zdrojová data pro regulační jednotku obstarávají akcelerometr a optický snímač. Systém může pracovat v autonomním režimu, kdy na základě vstupních informací volí přiměřenou charakteristiku, nebo v jednom z pěti předdefinovaných profilů – cross-country, all-mountain, downhill, travel management a lockout. Poslední dva umožňují změnu zdvihu v rozsahu 30 až 130 mm, respektive úplné uzamknutí s možností seřízení citlivostního prahu pro opětovnou aktivaci tlumení v případech nenadálého rázu. Veškerá nastavení se provádí pomocí pětisměrného ovladače-joysticku, upevněného na řidítkách; přehled poskytuje malý LCD displej na představci. Napájení celého systému je zajištěno li-ion akumulátorem, uloženým v hlavové části vidlice, který umožňuje provoz po dobu dvou až osmi hodin v závislosti na provozních podmínkách (například teplotě) a profilu tratě. Přiblížení k horní hranici výdrže lze zřejmě očekávat v případě rovinatějšího terénu, kdy k zásahům nemusí docházet tak často. Při úplném vybití akumulátoru, podle dostupných informací, následuje uzamčení vidlice, což vidím jako jeden z možných nedostatků – zejména z bezpečnostního hlediska. Hmotnost kompletu (včetně akumulátoru), jež činí cca 1.8 kg, je sice vyšší než u pasivních „jednonohých“ vidlic, ale nikterak nevybočuje z řady srovnatelných tlumicích jednotek klasické koncepce. Fakt, že výrobek je stále ve fázi vývoje, značí i momentální absence jakýchkoliv informací na oficiálních webových stránkách společnosti.

Čísla patentů: US 2010/0010709 A1 viz [P3], US 5,971,116 viz [P4].

Společnost K2 Bike [10] uvedla v polovině devadesátých let tlumicí jednotku Smart Shock [11], [12] s variabilním nastavením tlumení během kompresní fáze, určenou pro horská kola. Tu bylo možné osadit nejen do zadní stavby, ale i do předních paralerogramových vidlic stejného výrobce. Systém využívá pomocného ventilu, který umožňuje tlumicí kapalině téci i mimo prostor hlavního válce, což má za následek změnu tlumení při kompresi a to až o 50%. Řídicí jednotka, na základě informací o rychlosti a pozici pístu, vysílá impuls pro piezoelektrický prvek, jehož prostřednictvím je pak regulována velikost průtočného profilu pomocného ventilu. Pozice pístu, na jehož konci je umístěn magnet, je vyhodnocena na základě snímané hustoty/intenzity magnetického pole. Systém nabízí možnost volit mezi měkkým, tvrdým, automatickým režimem a případně i úplným vypnutím. Napájení standardní 9V baterií slibuje až dvacetihodinový provoz, přičemž po jejím vybití si tlumič zachovává svoji pasivní charakteristiku. Tento produkt pravděpodobně poněkud předběhl svoji dobu, snad proto příliš se nerozšířil a nedostalo se mu zatím dalšího vývoje.

Čísla patentů: US 6,244,398 B1 viz [P5], US 6,164,424 viz [P6], US 6,026,939 viz [P7].

Poměrně zajímavou myšlenku si nechal patentovat další významný hráč na trhu jízdních kol - firma Specialized [13]. Jedná se o systém měnící charakteristiku tlumiče v závislosti na zvoleném převodu. Koordinace obou systémů je zajištěna na čistě mechanické bázi pomocí lanka, spojujícího přehazovačku s mechanismem ovládajícím nastavení tlumiče. Popis naznačuje, že volba nižších převodů způsobí zvýšení tlumicího účinku. Opačného efektu se dosáhne přehozením na vyšší převody.

Čísla patentů: US 7,552,935 B2 viz [P8], US 2007/0096426 A1 viz [P9].

Obdobný systém má patentově chráněný i společnost Shimano [14]. Charakteristika tlumiče je volena prediktivně na základě informací od snímače umístěného na přední odpružené vidlici, který reaguje na přejezd nerovností. Řídicí jednotka dále zohledňuje zvolený převod a

intenzitu šlapání. Pro zajištění zmíněných funkcí počítá s několika senzory rozmístěnými po celém kole (dle grafiky například i na pedálech) a napájením pomocí akumulátoru nebo alternátoru („dynama“).

Číslo patentu: US 6,543,799 B2 viz [P10].

Idea aktivního tlumení pro horská kola je také zmíněna v patentu US 6,050,583 z roku 2000. Jediný autor však představuje pouze poměrně obecné schéma systému průběžně měnícího parametry tlumiče. Ten předpokládá pravděpodobně poloaktivní prvek s měnitelným průtokem v typickém paralelním řazení s pružinou, senzory s převodníky, napájecí článek a řídicí jednotku pro výpočet hodnoty akční veličiny.

Číslo patentu: US 6,050,583 [P11].

Dalšími důkazy o tom, že do sféry cyklistiky stále více pronikají komponenty i celá řešení závislá na zdroji elektrické energie, mohou být produkty jako Shimano Dura-Ace Di2 [14] nebo EGO-Kit [15]. V prvním případě se jedná o elektronický řadicí mechanismus, druhý produkt pak představuje modulární řešení elektrického pohonu pro celoodpružená horská kola.

3.1 Zhodnocení rešerše

Ačkoliv ke dnešnímu dni neexistuje komerčně úspěšný a funkční produkt podobného ražení, předchozí řádky dokazují, že myšlenka návrhu a následné aplikace netriviálního tlumení pro jízdní kola není nikterak nová a ani ojedinělá. Pomineme-li studie z akademické sféry, zatím nejblíže k realizaci má nedávno prezentovaný demonstrátor poloaktivního tlumení společnosti Cannondale. Přestože sám výrobce připouští prostor pro další vylepšení, jeho předchozí zkušenosti s podobně přelomovými produkty dávají tušit, že situace na trhu se může brzy změnit.

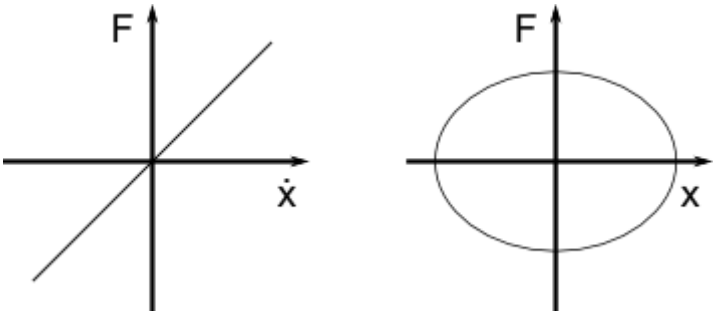
I když většina představených řešení poloaktivního tlumení v této oblasti využívá jiného než magnetoreologického principu, výsledky prací [3] a [4] mne ujistily v tom, že má smysl se touto myšlenkou dále zabývat. S výjimkou publikace [5] není v uvedených dokumentech příliš upřesněn princip řízení tlumičů. Z tohoto důvodu se pokusím o srovnání algoritmů používaných v systémech tlumení jiných dopravních prostředků i klasických přístupů regulace.

4 TLUMIČ KMITŮ

Tlumič je zařízení, které tlumí mechanické kmity a rázy, čímž snižuje jejich nepříznivý vliv na další prvky soustavy. Děje se tak prostřednictvím nevratné přeměny části kinetické energie kmitající soustavy na teplo, které je pak zpravidla vyzářeno do okolí. Tímto způsobem může každá mechanická soustava, jež není napojena na zdroj energie, dosáhnout klidového stavu. Tlumení je tedy procesem disipace energie. Mezi typické příklady tohoto nevratného procesu patří tření mezi tělesy, vnitřní útlum materiálů (anelasticita) anebo viskózní tření v kapalinách. Právě poslední jmenovaný způsob je typický pro tlumiče dopravních prostředků.

4.1 Charakteristika tlumiče

Obecně lze říci, že každý tlumič je charakterizován svým provedením, silovými závislostmi, rozměry a dalšími doplňkovými parametry (např. rozsahem provozních teplot). Z hlediska jeho výkonu jsou důležité právě silové charakteristiky, kam spadá koeficient tlumení b $[Ns/m]$, rychlostní a zdvihová (pracovní) charakteristika (obr. 4.1). Poslední dvě jmenované znázorňují závislost tlumicí síly na rychlosti pístnice (také vztah 4.2), resp. vztah mezi silou a výchylkou, během jednoho pracovního cyklu – kmitu.



Obr. 4.1 Charakteristiky lineárního viskózního tlumiče.

$$F(\dot{x}) = b\dot{x}\ [N] \tag{4.2}$$

Pro konkrétní soustavu má spíše než koeficient tlumení b větší vypovídací hodnotu parametr poměrného útlumu b_p , s jehož pomocí snáze rozeznáme skutečné chování systému.

$$b_p = \frac{b}{b_{kr}} = \frac{b}{\sqrt{4km}} = \frac{b}{2m\Omega_0} = \frac{\delta}{\Omega_0}\ [-] \tag{4.3}$$

$b_p = 0$	netlumené kmitání oscilující na vlastní frekvenci
$0 < b_p < 1$	podkritické tlumení
$b_p = 1$	kritické tlumení
$b_p > 1$	nadkritické tlumení

4.2 Funkce tlumení

Mezi hlavní funkce tlumicích jednotek, používaných v oblasti dopravních prostředků, patří zvýšení komfortu a zlepšení jízdních vlastností a tedy i bezpečnosti. Jelikož se v zásadě jedná o dva protichůdné požadavky, je jejich plnění velmi často spjato s přijetím jistého kompromisního řešení.

4.2.1 Komfort

Ačkoliv se v důsledku vazby na lidský element jedná o dosti subjektivní kriterium, je

úroveň pohodlí nejčastěji posuzována pomocí vertikálního zrychlení, které působí na posádku. Zpravidla se jedná o zrychlení odpružené hmoty (nejčastěji karoserie, popř. sedačky), přičemž jeho minimalizování má příznivý vliv na jízdní komfort. Ideálního stavu, tedy úplného izolování přenášených rázů na posádku, lze s přihlédnutím k realizovatelnosti a dalším kriteriím dosáhnout jen velmi těžko. Mezi často používané a obecně uznávané [16], [22] ukazatele patří průběhy váženého zrychlení definované jako:

$$RMS_a = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T a^2\,(t)dt}\;[ms^{-2}] \tag{4.4}$$

$$RMQ_a = \sqrt[4]{\frac{1}{T}\int_0^T a^4\,(t)dt}\;[ms^{-2}] \tag{4.5}$$

$$VDV_a = \sqrt[4]{\int_0^T a^4\,(t)dt}\;[ms^{-2}] \tag{4.6}$$

kde a_{RMS} je efektivní (root-mean-square) hodnota zrychlení působícího na člověka. Průběhy se čtvrtou mocninou zohledňují výraznějším změny, které jsou lidským organismem přirozeně více vnímány. [16].

Dalším kritériem může být změna zrychlení v čase, neboli třetí derivace polohy odpružené hmoty, označovaná jako *jerk*. Je definovaná pomocí vztahu 4.7 [17].

$$J_c = \int_0^T \dddot{y}(t)^4\;dt\;[ms^{-3}] \tag{4.7}$$

Je také prokázáno rozdílné vnímání nepohodlí v závislosti na frekvenci, přičemž za pás komfortu je označován rozsah 1,0 až 1,5Hz. Z toho rovněž vyplývá snaha o naladění vlastní frekvence osobních automobilů do tohoto spektra [16]. V širším měřítku o vlivu vibrací a rázů na lidský organismus také pojednává norma ISO 2631 [18].

V souvislosti s použitím aktivního či poloaktivního tlumení lze optimálnějšího projevu dosáhnout volbou vhodného řízení. Mezi řídicí strategie, zohledňující pohodlí, patří zejména *skyhook* a jeho variace, blíže popsané v kapitole 6. Podobné závěry lze do jisté míry aplikovat i na problematiku převozu nákladu.

4.2.2 Jízdní vlastnosti a bezpečnost

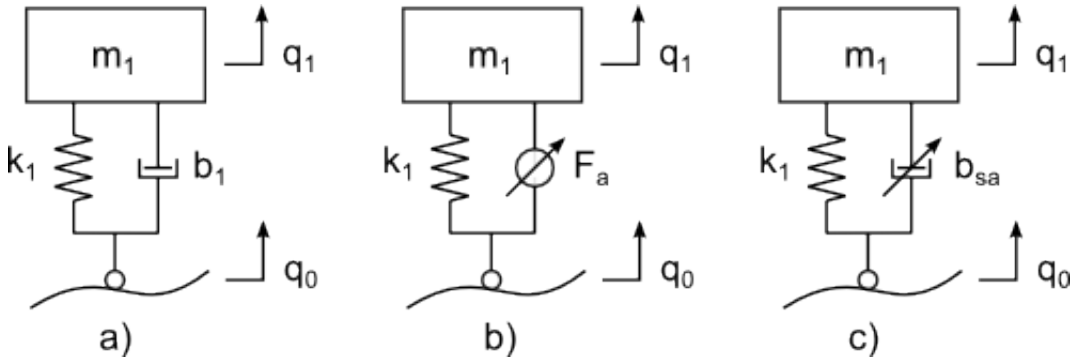
Z hlediska zajištění bezpečnosti a kvality jízdních vlastností je klíčový pokud možno nepřetržitý kontakt kola (neodpružené hmoty) s podkladem. Omezení kmitání neodpružené hmoty lze dosáhnout minimalizováním dynamické složky síly, působící mezi kolem a vozovkou. V důsledku toho mohou být nepřetržitě přenášeny veškeré síly při akceleraci, brzdění a jiném manévrování. Styková síla může být, s ohledem na zjednodušený model chování pneumatiky tvořený tlumičem a pružinou (popsaný v kapitole 7), určena vztahem 4.8 [19]. Sílu F_{20} je možné minimalizovat snížením výchylky $(q_2 - q_0)$ a právě toho využívá řídicí strategie pro potlačení kmitů neodpružené hmoty *groundhook*, jejíž princip je dále rozebrán v kapitole 6.

$$F_s = F_{20} = k_2(q_2 - q_0) + b_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_0)\;[N] \tag{4.8}$$

Jiný způsob využívající zavedení elementu fiktivní tuhosti je představen v publikaci [19].

4.3 Typy tlumičů

Tlumiče lze dělit do kategorií podle mnoha hledisek – principu tlumení (třecí, viskózní), druhu tlumicího media (kapalina, plyn), konstrukce (jednoplášťové, dvouplášťové), atd. Na základě toho, zda a jakým způsobem lze měnit jejich charakteristiky, můžeme tlumicí prvky dělit na pasivní, aktivní a poloaktivní. Zjednodušená schematická zapojení pro jednotlivé varianty jsou na obrázku 4.9.



Obr. 4.9 Systém s tlumením: a) pasivním b) aktivním c) poloaktivním.

4.3.1 Pasivní tlumení

Nejrozšířenějšími prostředky pro potlačování mechanického kmitání a rázů jsou téměř jistě stále pasivní systémy. Skládají se typicky z elementu pro ukládání energie (pružina) a její disipaci (tlumič), popřípadě z prvků kombinujících obě vlastnosti (elastomery). Jelikož ani jeden z těchto prvků nemůže energii vkládat, pouze ji úměrně rychlosti odebírat, je systém označován jako pasivní

Charakteristika pasivního tlumiče je dána vhodnou volbou parametrů, která je zpravidla provedena tak, aby se dosáhlo uspokojivého chování vzhledem k předpokládanému rozsahu pracovních frekvencí. Právě nutnost spokojit se s jistým kompromisem bývá považována za jejich největší nedostatek a byla motivací pro vývoj systémů, kde by parametry mohly být měněny průběžně a vzhledem k aktuálním potřebám. Tento hendikep je u některých zařízení kompenzován možností nastavení útlumu pro kompresi a odskok, popřípadě technologií polohově citlivých tlumičů (*position sensitive damping* - PSD).

Za přednosti pasivních tlumičů lze obecně považovat jednoduchost a spolehlivost, nezávislost na podpůrných systémech, jako jsou snímače či napájení, a nízkou cenu ve srovnání s pokročilými systémy.

4.3.2 Aktivní tlumení

Tyto systémy jsou charakteristické přítomností akčního prvku – zdroje síly, který se (v rámci svého pracovního rozsahu) dokáže aktivně přizpůsobit vnějším silovým vlivům, působícím na soustavu, a vyrovnávat je. Vhodným řízením, na základě průběžně měřených dat a zpětné vazby, je tak možné dosáhnout markantního zlepšení oproti pasivnímu tlumení. Jejich většímu rozšíření však brání zejména vysoká cena spolu se značnými energetickými nároky na provoz. Jako další nevýhoda bývá uváděna nižší spolehlivost, ale také riziko destabilizace systému v případě selhání. Tyto prvky totiž energii soustavě pouze neodebírají, ale také ji do ní přivádějí.

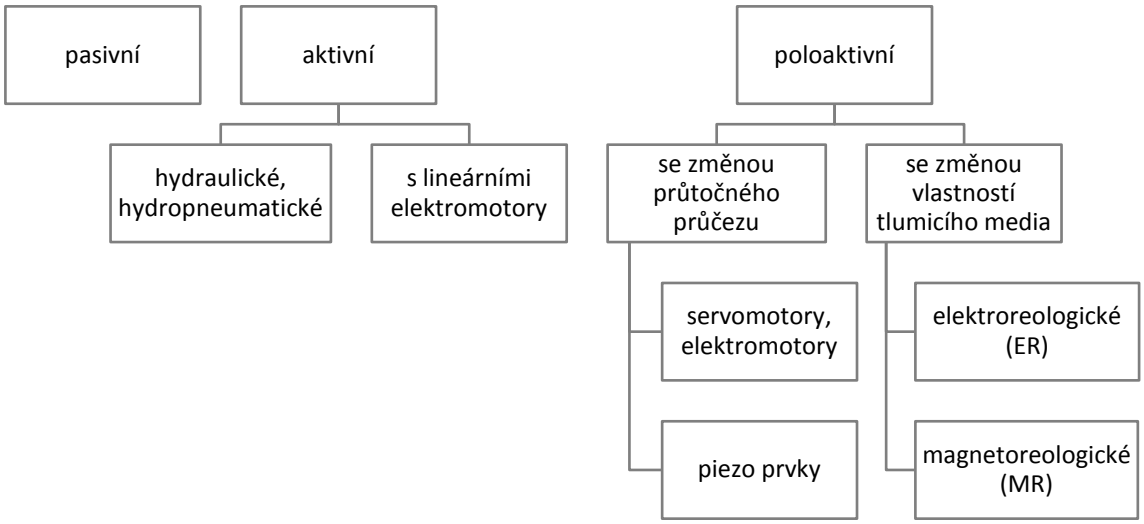
Systémy aktivního tlumení využívají například hydraulických, či hydro-pneumatických okruhů (Hydraactive od Citroën, Active Body Control od Mercedes), případně elektromagnetických lineárních motorů (Magnetic Ride Control od BOSE [1]).

4.3.3 Poloaktivní tlumení

Poloaktivní systémy lze považovat za jakýsi mezičlánek, který spojuje hlavní výhody

předcházejících kategorií, tedy spolehlivost pasivních tlumičů a schopnost přizpůsobovat se aktuálním potřebám jako ty aktivní. Jelikož energii do systému nevkládají, pouze ji řízeně odebírají, lze je také označit za pasivní systémy s možností průběžného nastavení charakteristiky. V důsledku toho jejich provoz vyžaduje mnohem méně energie; ta je totiž spotřebovávána pouze situacích, kdy dochází ke změně charakteristiky (např. pootočení tělíska ke změně průtočného průřezu, změna proudu v elektromagnetické cívce). Za další výhodu lze považovat fakt, že v případě výpadku napájení nebo selhání některého z členů měřicího či výkonového řetězce, si stále zachovávají jistou funkčnost a nemohou způsobit nestabilitu celého systému.

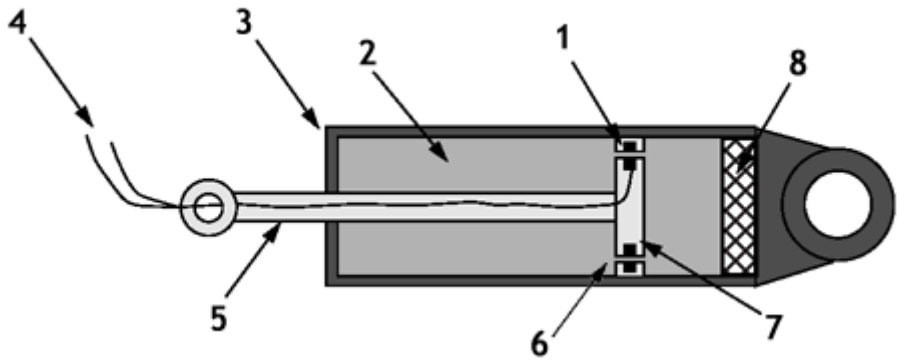
Poloaktivní tlumiče mohou pracovat na principu ovlivnění průtočného profilu, nebo úpravy vlastností tlumicího media. Prvý případ je obvykle realizován proměnným škrcením průtoku v hlavním nebo pomocném ventilu, a to často s pomocí elektromotorů nebo piezo prvků (např. již zmíněné systémy [8] a [11]). V druhém případě jde o využití specifického chování elektroreologických a magnetoreologických kapalin, které se projevuje poté, co jsou vystaveny elektrickému, resp. magnetickému poli. Ačkoliv oba principy umožňují dosáhnout podobných výsledků, použití elektroreologických tlumičů je limitováno nároky na napájení (napětí v řádech kV), a proto se jimi dále nezabývám. Další informace je možné nalézt například v [20]. Magnetoreologickým prvkům je věnována následující kapitola 5. Výše popsané rozdělení jednotlivých systémů je souhrnně na obrázku 4.10.



Obr. 4.10 Dělení tlumicích systémů.

5 MAGNETOREOLOGICKÉ TLUMIČE

Jsou zařízení spadající do kategorie čistě disipativních a poloaktivních tlumicích jednotek. Vyznačují se nelineárním chováním, rychlou odezvou, nízkou spotřebou elektrické energie, schopností generovat poměrně vysoké síly i při malých rychlostech, jednoduchou konstrukcí bez pohyblivých částí a tzv. *fail-safe* provedením (v případě, že není generováno magnetické pole, si tlumič zachovává pasivní charakteristiku). Z hlediska konstrukce se od klasických kapalinových tlumičů liší zejména přítomností elektrického obvodu (cívky) pro generování magnetického pole a speciálního tlumicího media – magnetoreologické kapaliny. Efektu proměnlivého tlumicího účinku je dosaženo změnou magnetického pole, působícího na kapalinu. Zjednodušený řez tlumičem:



Obr. 5.1 Schematický řez tlumičem.[21]

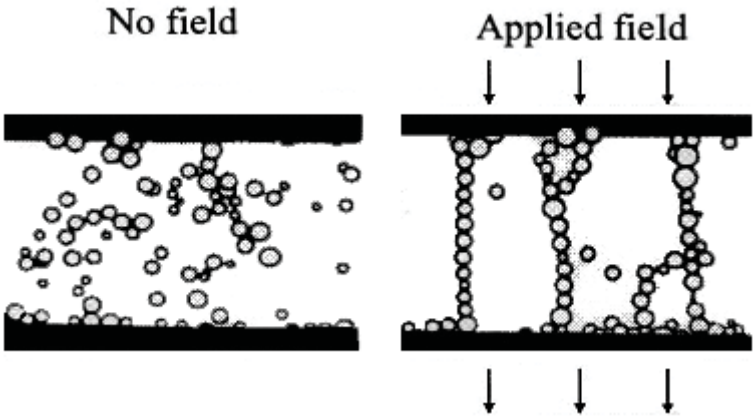
Hlavní části tlumiče tvoří: elektromagnet (1), magnetoreologická kapalina (2), šasi (3), vodiče (4), pístnice (5), průtočné kanálky (6), hlava pístu (7) a akumulátor (8).

Kanálky, umístěné v hlavě pístu, umožňují proudění tlumicího media a tedy i pohyb pístu. V jejich blízkosti je uložena cívka, která po přivedení elektrického napětí generuje magnetické pole. To prostřednictvím změny vlastností magnetoreologické kapaliny ovlivňuje průtok a ve výsledku i tlumicí účinek. Vlastnosti kapaliny tedy nejsou měněny v celém objemu, ale pouze v omezeném pásu okolo průtočných kanálků. Akumulátor slouží k vyrovnávání změn objemu v důsledku měnícího se zanoření pístnice a to prostřednictvím kapsle stláčeného plynu (toto řešení je typické pro jednoplášťové tlumiče, v případě dvouplášťových se postupuje jinak).

Aplikace magnetoreologických tlumičů se samozřejmě neomezují pouze na sféru dopravních prostředků, v hojné míře se využívají například i ve stavebním inženýrství [22].

5.1 Magnetoreologické kapaliny

Jedná se o suspenzi feromagnetických částic o velikosti v řádu mikrometrů rozptýlených v nosné kapalině (minerální nebo syntetický olej, směs vody a glykolu) a dalších příměsí pro zlepšení vlastností. Za normálních okolností jsou částice náhodně orientovány a látka vykazuje chování Newtonovských kapalin. Působením magnetického pole však dochází k zásadní změně v jejich struktuře a chování. Původně volně rozptýlené částice se v ovlivněné oblasti shlukují a vytvářejí řetězce ve směru toku magnetického pole (obr. 5.2). To je doprovázeno jevem podobným zvýšení viskozity a meze kluzu – kapalina získává visko-plastický charakter - a v důsledku toho klade vyšší odpor. Tento efekt roste spolu s intenzitou magnetického pole až k hranici závislé na vlastnostech částic. Z tohoto důvodu jsou voleny materiály s pokud možno co nejvyšší hodnotou magnetického nasycení $B_S\ [T]$ – například slitiny čistého železa [22]. Časová náročnost celého procesu se pohybuje v řádech milisekund.



Obr. 5.2 Chování magnetoreologické kapaliny.[22]

Pomineme-li jejich specifické chování, magnetoreologické kapaliny jsou vysoce ceněny pro svoji poměrně nízkou citlivost na přítomnost případných nečistot, schopnost pracovat v širokém rozsahu teplot, řádově vyšší hodnoty meze kluzu a zejména přijatelné podmínky pro vznik požadovaného efektu (ve srovnání s elektroreologickými kapalinami stačí zdroje nízkého napětí).

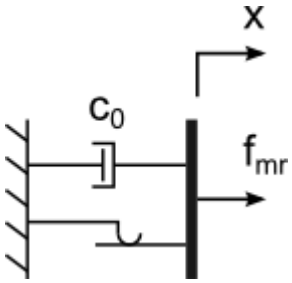
Mezi jejich nedostatky patří náchylnost k sedimentaci feromagnetických částic vlivem gravitace. Ta se projevuje po delší době nepoužívání anebo ve statičtějších aplikacích - například ve stavebnictví, kde nedochází k průběžnému víření částic po celém objemu v důsledku nestejnoměrného zatěžování tak, jako u automobilových tlumičů. Z tohoto důvodu bývají kapaliny obohaceny o aditiva, která mají zajistit jejich homogenitu (zároveň však mohou zhoršovat vlastnosti v aktivovaném stavu). Je ovšem také známo obnovení původních vlastností během několika cyklů dokonce i po roční odstávce. Dále je třeba zmínit jejich brusný charakter, který může mít neblahý vliv na přilehlé komponenty v pracovním prostoru tlumiče. Tento faktor lze minimalizovat volbou vhodných, měkkých částic, přidáním lubrikantů a adekvátní povrchovou úpravou. Palčivým problémem může být i proces stárnutí kapalin, spojený s degradací jejich užitných vlastností. Tento jev je závislý zejména na provozních podmínkách a množství disipované energie.

5.2 Matematické modely magnetoreologických tlumičů

Z pohledu způsobu popisu struktury lze rozlišovat v zásadě dva typy matematických modelů - parametrické a neparametrické. Parametrické modely se vyznačují pevně danou vnitřní strukturou, přičemž k popisu zpravidla využívají dílčích prvků, jako jsou například elementy viskózního a suchého tření. Neparametrický popis se opírá o experimentálně získané znalosti a techniky měkkého, nedeterministického přístupu, jako je fuzzy logika, či neuronové sítě. Následující podkapitoly popisují hlavní parametrické modely magnetoreologických tlumičů. Jedná se o: Bingham, Bouc-Wen, Spencer a Viscous+Dahl. Neparametrický přístup k popisu chování magnetoreologických tlumičů lze nalézt například v [23].

5.2.1 Bingham

Tento popis magnetoreologického tlumiče vychází z Binghamova viskoplastického modelu [21], popisujícího deformačně-napjatostní (*stress-strain*) chování. Binghamův model se skládá z elementu Coulombovského tření a viskózního tlumiče v paralelním zapojení (obr. 5.3).



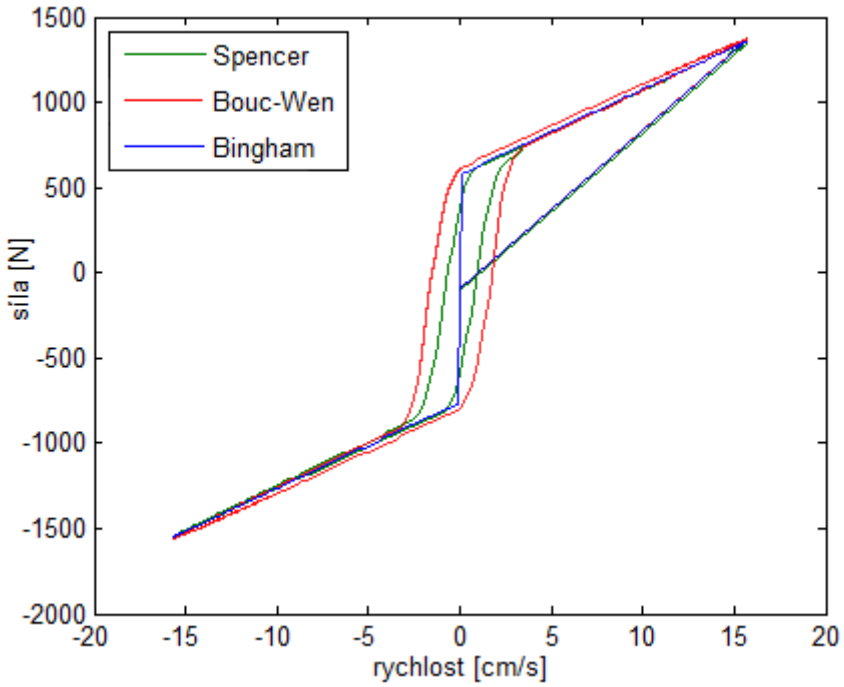
Obr. 5.3 Binghamův mechanický model [21].

Síla f_{mr} generovaná tlumičem je při nenulové rychlosti $\dot{x}$ rovna [21]:

$$f_{mr} = f_c \cdot sgn(\dot{x}) + c_0\dot{x} + f_0 \tag{5.4}$$

kde f_c značí třecí sílu související s mezí kluzu kapaliny, $\dot{x}$ rychlost na tlumiči, c_0 koeficient útlumu viskózního tlumiče a f_0 sílu reprezentující přítomnost případného akumulátoru.

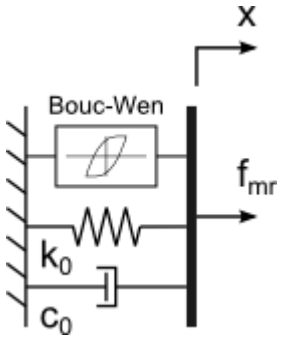
Je známo [21], že Binghamův model nepostihuje hysterezní a nelineární chování magnetoreologického tlumiče v dostatečné míře. Zejména v situacích, kdy je rychlost $\dot{x}$ nulová nebo se blíží nule, lze mezi modelem a daty získanými experimentálně pozorovat značné rozdíly. Jelikož nedokonalý popis soustavy často klade další nároky na robustnost řízení, není tento model vhodným podkladem pro návrh regulace a jeho využití lze spatřovat spíše v hrubém vyhodnocení odezvy systému. Odlišné chování v kritické oblasti pro různé modely je patrné z rychlostní charakteristiky 5.5.



Obr. 5.5 Srovnání matematických modelů (rychlostní charakteristika).

5.2.2 Bouc-Wen

Další mechanický model, často používaný k popisu systémů, které vykazují znaky hysterezního chování, obsahuje pružinu, lineární viskózní tlumič a prvek nesoucí informace o hysterezi opět v paralelním zapojení (obr. 5.6).



Obr. 5.6 Bouc-Wenův mechanický model [21].

V tomto případě je síla tlumiče daná rovnicí [21]:

$$f_{mr} = c_0\dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \tag{5.7}$$

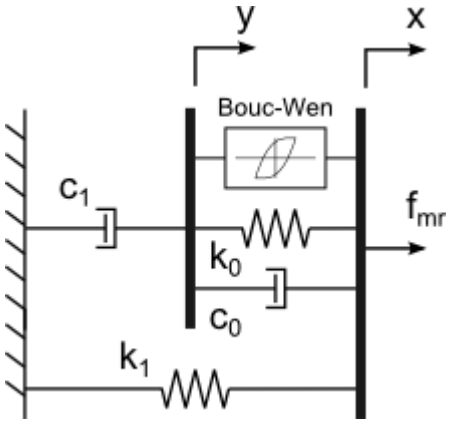
$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta\dot{x}|z|^n + A\dot{x} \tag{5.8}$$

kde c_0 značí koeficient útlumu viskózního tlumiče, $\dot{x}$ rychlost na tlumiči, k_0 tuhost pružiny, x výchylku pružiny, x_0 počáteční stlačení, z proměnnou nesoucí informaci o hysterezním chování, přičemž tvar hysterezní smyčky přímo ovlivňují parametry α, β, γ, A a n. Detailně je vliv popsán v [23], kapitola 2.3. Síla f_0, reprezentující přítomnost akumulátoru u některých tlumičů, je zahrnuta v počáteční výchylce x_0 pružiny k_0.

Ačkoliv Bouc-Wenův model umožňuje díky zmíněné pětici parametrů věrohodněji popsat hysterezní smyčky, rychlostní charakteristika tlumiče často neodpovídá skutečnosti, podobně jako v případě Binghamova modelu. Jedná se o situace, kdy rychlost a zrychlení mají opačný směr a rychlost je nízká.

5.2.3 Spencer (modifikovaný Bouc-Wen)

Spencer [21] rozšířil zapojení dle Bouc-Wen o elementy lineárního viskózního tlumiče a pružiny, které jsou zapojeny sériově, respektive paralelně se stávajícími prvky, viz obr. 5.9. Tato modifikace pomáhá eliminovat neduhy předchozího modelu v podobě nepřesného popisu v situacích, kombinujících nízkou rychlost s opačným směrem rychlosti a zrychlení.



Obr. 5.9 Modifikovaný Bouc-Wenův mechanický model [21].

Celková síla tlumiče je dána součtem sil od dílčích prvků [21]:

$$f_{mr} = c_1\dot{y} + k_1(x - x_0) \tag{5.10}$$

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)}[\alpha z + c_0\dot{x} + k_0(x - y)] \tag{5.11}$$

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x} - \dot{y}|z|z|^{n-1} - \beta(\dot{x} - \dot{y})\,|z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \tag{5.12}$$

kde c_1 a c_0 značí koeficienty útlumu lineárních viskozních tlumičů, k_1 a k_0 tuhosti pružin, $\dot{x}$ a $\dot{y}$ rychlost na tlumiči, respektive rychlost podsekce, x výchylku pružiny, x_0 počáteční stlačení pružiny (spojené s přítomností akumulátoru u některých tlumičů), z proměnnou nesoucí informaci o hysterezním chování, přičemž tvar hysterezní smyčky lze dále upravovat za pomoci parametrů α, β, γ, A a n.

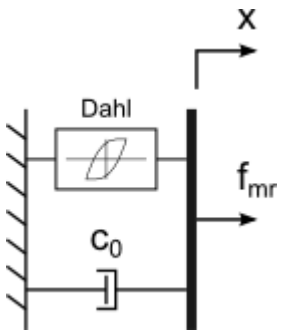
Funkční závislost na přiváděném napětí, je pak dána rovnicemi [21]:

$$\begin{aligned} \alpha &= \alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \\ c_0 &= c_0(u) = c_{0a} + c_{0b}u \\ c_1 &= c_1(u) = c_{1a} + c_{1b}u \end{aligned} \tag{5.13}$$

Tento model již poměrně přesně reprezentuje chování tlumiče i ve zmíněných problematických oblastech.

5.2.4 Viscous + Dahl

Tento model (někdy také označován jako specifický případ Boucova modelu, který jej nezávisle na Dahlovi využil pro reprezentaci hysterezního chování) sestává z viskózního lineárního tlumiče v paralelním zapojení s Dahlovým popisem Coulombovského tření [25]; obr. 5.14. Za výhodu je považována jeho jednoduchost při zachování přesnosti postačující pro návrh řízení.



Obr. 5.14 Dahlův mechanický model.

Sílu tlumiče lze vyjádřit pomocí následujících rovnic [25]:

$$f_{mr} = k_x(u)\dot{x}(t) + k_w(u)z(t) \tag{5.15}$$

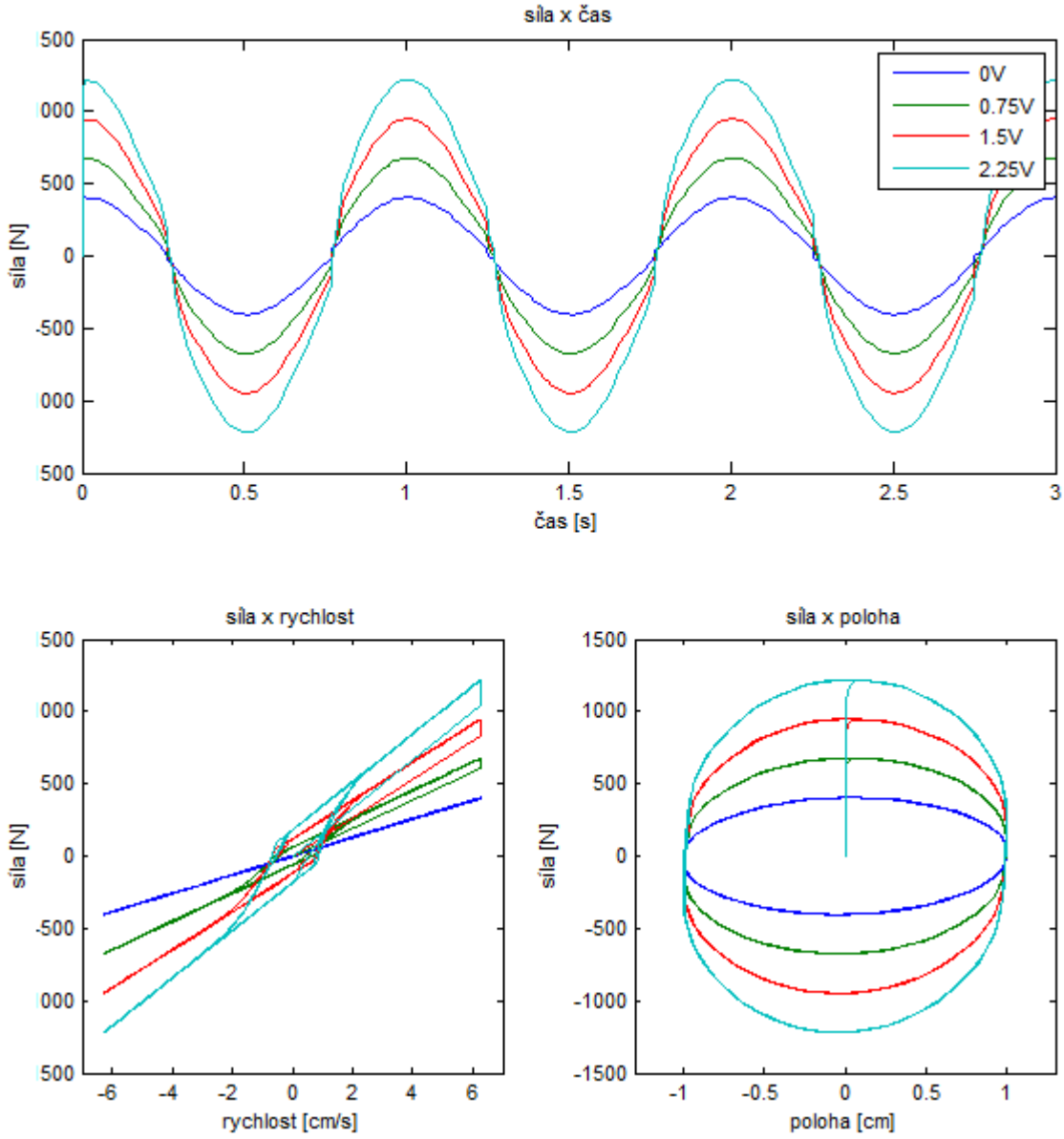
$$\dot{z} = \rho(\dot{x} - |\dot{x}|z) \tag{5.16}$$

kde $k_x(u)$ je koeficient viskozního tření, $k_w(u)$ koeficient suchého tření, z popisuje nelineární chování tlumiče, ρ je parametr nezávislý na napětí, $\dot{x}$ je rychlost na tlumiči a u ovládací napětí.

Závislost parametrů $k_x(u)$ $k_w(u)$ na napětí u je dále definována dle vztahu 5.17 [25], přičemž pro $u = 0$ se tlumič chová jako pasivní a význam mají pouze první členy uvedeného vztahu.

$$k_x(u) = k_{x_a} + k_{x_b}u$$
$$k_w(u) = k_{w_a} + k_{w_b}u \tag{5.17}$$

Vliv změny napětí na příslušné charakteristiky tlumiče postihují následující grafy:



Obr. 5.18 Charakteristiky Dahlova modelu v závislosti na hodnotě napětí.

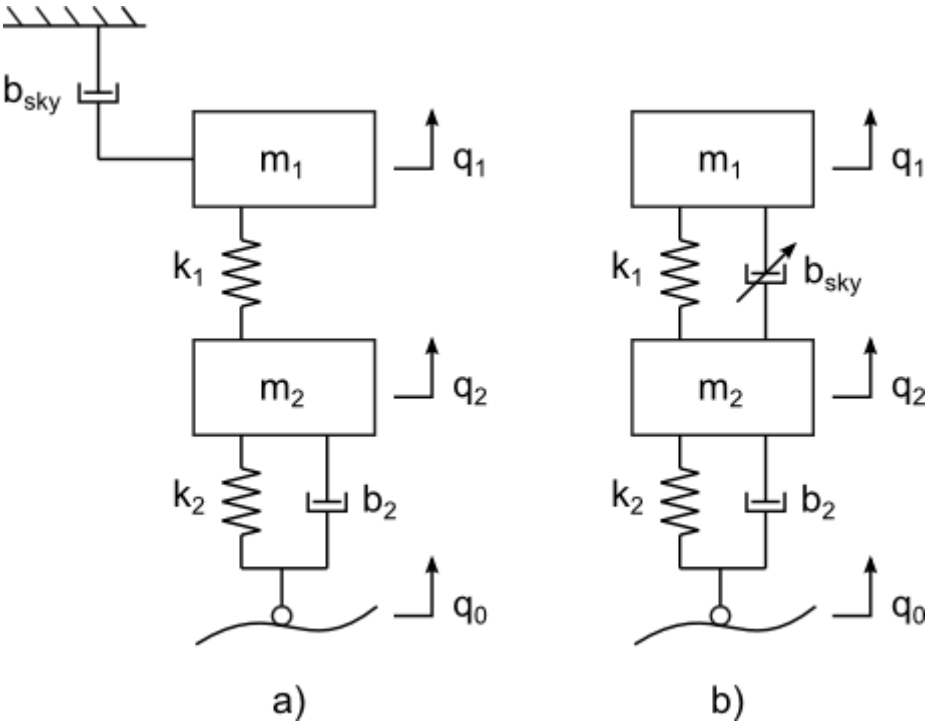
6 ŘÍDICÍ STRATEGIE

Pod tímto označením (v angličtině nejčastěji *control strategies*) se skrývají poměrně jednoduché algoritmy pro určení adekvátní odezvy tlumičů s průběžně měnitelnou charakteristikou. Využívají schématu čtvrtinového automobilu s odpruženou a neodpruženou hmotou. Přiměřený zásah je volen na základě splnění specifického podmínkového výrazu, který se většinou skládá z informací o směru a velikosti rychlostí obou těles. Tyto strategie nikterak nezohledňují konkrétní provedení tlumiče, předpokladem pro jejich funkci jsou pouze potřebná data. Následující řádky jsou zaměřeny na popis těch nejznámějších algoritmů, jedná se o *skyhook, groundhook, hybrid skyhook* a *balance logic*.

6.1 Skyhook

Skyhook je pravděpodobně nejpoužívanější strategií v případech, kdy je snahou zlepšit zejména úroveň komfortu. Odpružená hmota m_1 se stabilizuje prostřednictvím snižování jejího zrychlení. Idealizované zapojení (viz obr. 6.1) spočívá v ukotvení hmoty m_1 pomocí tlumiče k imaginárnímu pevnému bodu „na obloze“ (sky - obloha, hook – hák).

Jelikož hodnoty členů k_2 a b_2 představují vlastnosti pneumatiky – jsou tedy bez možnosti naladění a zpravidla s vysokou hodnotou tuhosti a energie je odebírána pouze prostřednictvím závěsu tělesa m_1, mohlo by teoreticky docházet k nadměrnému kmitání hmoty m_2 a tedy i zhoršené ovladatelnosti. V reálném zapojení je však tlumič umístěn mezi oběma tělesy a odebírá tak i část energie hmoty m_2. Problematiku snižování kmitání neodpružené hmoty řeší například strategie *groundhook* uvedená v podkapitole 6.2.



Obr. 6.1 a) Idealizovaný systém skyhook. b) Skutečný systém skyhook.

Znaménko relativní rychlosti $(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$ nám říká, zda se hmoty m_1 a m_2 přibližují, nebo oddalují, respektive jestli dochází ke kompresi, či odskoku. Pokud je relativní rychlost $(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$ kladná, $m_1$se vzdaluje od m_2, síla tlumiče stahuje m_1 dolů a dochází k odskoku. Pokud je relativní rychlost záporná, m_1 a m_2 se přibližují, síla tlumiče tlačí m_1 směrem nahoru a dochází ke kompresi. Dále, pokud je absolutní rychlost $\dot{q}_1$ záporná, hmota m_1 se pohybuje směrem dolů. Pro změnu směru je tedy vždy žádoucí co největší hodnota útlumu; naopak pro

pokračování v daném směru co nejmenší útlum. V případě, že má relativní rychlost $(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$ stejný směr jako absolutní rychlost $\dot{q}_1$, pak je, pro snížení zrychlení tělesa m_1, nutné aplikovat co největší útlum. Naopak, pokud mají obě rychlosti rozdílný směr, je pro redukci zrychlení vhodné aplikovat co nejmenší hodnotu útlumu. [24]

Předpokládejme kladnou relativní rychlost $(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$ i absolutní rychlost $\dot{q}_1$. Hmoty m_1 a m_2 se od sebe vzdalují – dochází k odskoku a zároveň se těleso m_1 pohybuje směrem nahoru. V idealizovaném případě bude mít síla od tlumiče působící na těleso m_1 záporný směr. Ve skutečném zapojení budou mít síly působící na tlumič charakter tahu; ten bude na těleso působit také v záporném směru.

Nyní předpokládejme kladnou relativní rychlost $(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$ a zápornou absolutní rychlost $\dot{q}_1$. Hmoty m_1 a m_2 se od sebe stále vzdalují, ale těleso m_1 se pohybuje směrem dolů. V idealizovaném případě bude mít síla od tlumiče působící na těleso m_1 kladný směr. Ve skutečném zapojení budou mít síly působící na tlumič stále charakter tahu; ten bude na těleso působit reakční silou opět v záporném směru. Jelikož poloaktivní tlumiče nejsou schopny generovat síly, skutečné zapojení nedokáže respektovat idealizovanou strategii a nejlepším východiskem je minimalizovat sílu od tlumiče nastavením minimální hodnoty útlumu b_{min}.

Analogicky lze odvodit postup i pro zbylé dvě situace. Kompletně je strategie skyhook shrnuta v následující tabulce:

$\dot{q}_1$	$+$	$+$	$-$	$-$
$\dot{q}_1 - \dot{q}_2$	$+$	$-$	$+$	$-$
$\dot{q}_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$	$+$	$-$	$-$	$+$
b_{sky}	b_{max}	b_{min}	b_{min}	b_{max}

Tab. 6.2 Rozhodovací tabulka pro strategii skyhook [24]

6.1.1 On-off skyhook

Princip této varianty spočívá v přepínání pouze mezi maximální a minimální hodnotou útlumu v závislosti na hodnotě součinu relativní rychlosti na tlumiči a absolutní rychlosti odpružené hmoty m_1. V případě, že je hodnota součinu $\dot{q}_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$ větší než nula, volí se maximální možný útlum b_{max}. Je-li naopak součin menší než nula, nastaví se minimální útlum b_{min} (vztah 6.3 a 6.4). Hodnoty b_{min} a b_{max} musí být v souladu s konstrukčními možnostmi konkrétního tlumiče.

$$b_{sky} = \begin{cases} b_{max}, & \dot{q}_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) > 0 \\ b_{min}, & \dot{q}_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \leq 0 \end{cases} \tag{6.3}$$

$$F_{sky} = b_{sky}(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \tag{6.4}$$

Tato dvoupolohová regulace může být výhodná například z hlediska snazší realizace s pomocí změny průtočného průřezu u viskózních tlumičů (úplné otevření/uzavření pomocného ventilu).

6.1.2 Continuous skyhook

Naproti tomu strategie *continuous skyhook* se neomezuje čistě na hraniční stavy minima a maxima, ale umožňuje volit hodnotu útlumu kdekoliv ve vymezeném rozsahu. Jestliže je hodnota součinu $\dot{q}_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$ větší než nula, volí se hodnota útlumu rovna součinu konstantě zesílení G a absolutní rychlosti $\dot{q}_1$ [24]. Ta samozřejmě musí ležet ve zmíněném pracovním rozsahu tlumiče. V opačném případě se postupuje ve shodě s předchozí variantou (resp. s obecnou strategií popsanou výše) a je volena hodnota minimální b_{min} (vztah 6.5).

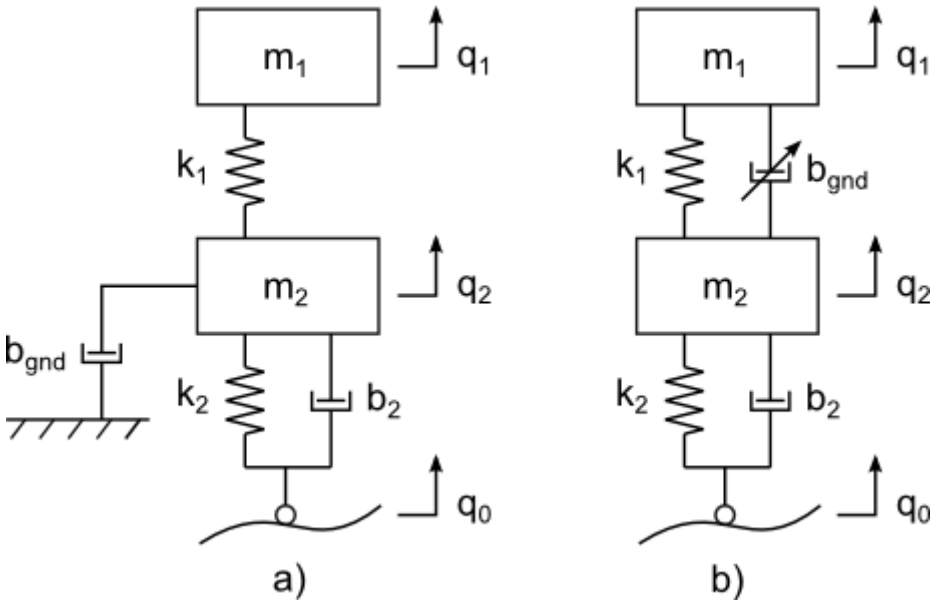
$$b_{sky} = \begin{cases} max\{b_{min}, min[(G \cdot \dot{q}_1), b_{max}]\} , & \dot{q}_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) > 0 \\ b_{min} , & \dot{q}_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \leq 0 \end{cases} \quad (6.5)$$

Výsledná síla je stejně jako v minulém případě dána součinem relativní rychlosti s koeficientem útlumu, viz vzorec 6.6.

$$F_{sky} = b_{sky}(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \quad (6.6)$$

6.2 Groundhook

Jak již bylo naznačeno výše, strategie *groundhook* je alternativou zaměřující se na snížení zrychlení neodpružené hmoty m_2, co ž má v důsledku lepšího kontaktu s podkladem pozitivní dopad na ovladatelnost a namáhání vozovky.



Obr. 6.7 a) Idealizovaný systém groundhook. b) Skutečný systém groundhook.

Stabilizace hmoty m_2 je dosaženo prostřednictvím tlumiče, jenž ji spojuje s pevným bodem na zemi (odtud *groundhook*) viz obr. 6.7 a). V této konfiguraci je hmota m_1 netlumená a mohlo by docházet k jejímu nekontrolovanému kmitání. V reálném zapojení je však tlumič umístěn shodně se systémem *skyhook* mezi oběma prvky m_1 a m_2 (obr. 6.7 b)), přičemž volba koeficientu útlumu je prováděna na základě absolutní rychlosti neodpružené hmoty $\dot{q}_2$ a relativní rychlosti $(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$, viz vztah 6.9 a následující tabulka:

$\dot{q}_2$	$+$	$+$	$-$	$-$
$\dot{q}_1 - \dot{q}_2$	$+$	$-$	$+$	$-$
$\dot{q}_2(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$	$+$	$-$	$-$	$+$
b_{gnd}	b_{min}	b_{max}	b_{max}	b_{min}

Tab. 6.8 Rozhodovací tabulka pro strategii groundhook [24]

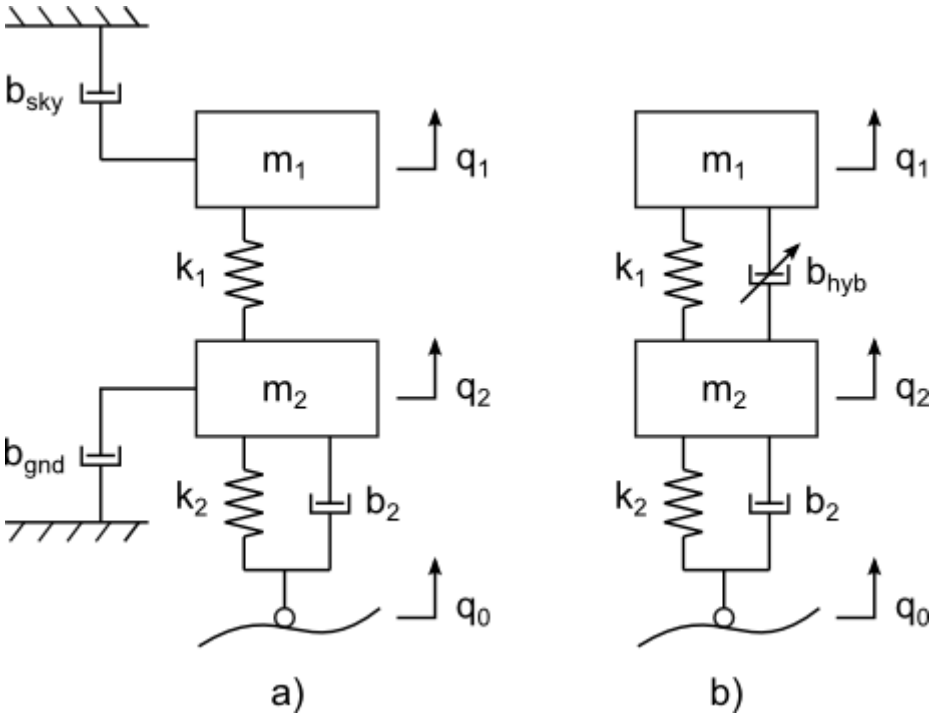
$$b_{gnd} = \begin{cases} b_{max}, & -\dot{q}_2(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) > 0 \\ b_{min} , & -\dot{q}_2(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \leq 0 \end{cases} \quad (6.9)$$

Výsledná síla je pak dána součinem relativní rychlosti a koeficientem útlumu:

$$F_{gnd} = b_{gnd}(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \tag{6.10}$$

6.3 Kombinace skyhook a groundhook

Zkombinování výše popsaných jednoúčelových přístupů bylo logickým vyústěním snahy o dosažení lepších výsledků jak v oblasti komfortu, tak i ovladatelnosti. Idealizované zapojení je analogické k předchozím dvěma strategiím – tlumič pojí masu m_1 k pevnému bodu na obloze, resp. masu m_2 k bodu na zemi (obr. 6.11).



Obr. 6.11 a) Idealizované zapojení. b) Skutečné zapojení.

Zásadním rozdílem je zavedení váhové proměnné μ [23], jejíž hodnota představuje kompromisní poměr mezi strategiemi *skyhook* a *groundhook*:

$$F_{hyb} = G[\mu F_{sky} + (1 - \mu)F_{gnd}] \tag{6.12}$$

Hodnota μ = 1 odpovídá volbě metody *skyhook;* μ = 0 naopak metodě *groundhook*. G je zesílení.

6.4 Balance logic

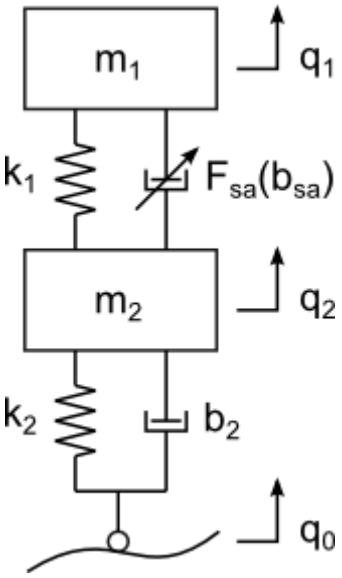
I tato strategie se zaměřuje na snížení zrychlení odpružené hmoty m_1 (a tedy zlepšení komfortu). Snahou je vyvážit elastickou sílu od pružiny $F_e(q)$ silou tlumicí v případě, že tyto síly působí rozdílným směrem. V opačné situaci (tedy působí-li stejným směrem), je tlumicí síla nastavena na co nejmenší hodnotu F_{min}, viz vzorec 6.13 [23].

$$F_{balance} = \begin{cases} |k_1(q_1 - q_2)|sgn(\dot{q}_1 - \dot{q}_2), & (q_1 - q_2)(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) < 0 \\ F_{min} , & (q_1 - q_2)(\dot{q}_1 - \dot{q}_2) \geq 0 \end{cases} \tag{6.13}$$

7 MODEL DOPRAVNÍHO PROSTŘEDKU

Jako základ celé soustavy byl vybrán čtvrtinový modelu automobilu (resp. poloviční model jízdního kola). Ačkoliv je ve vztahu k celku tím nejjednodušším a umožňuje vyhodnocovat pouze vertikální dynamiku soustavy, je pro náš účel dostačující.

Čtvrtinový model se zpravidla skládá z odpružené hmoty a neodpružené hmoty, které jsou svázány elementy pružiny a tlumiče (ať už pasivního, aktivního či poloaktivního). Vlastnosti kmitající neodpružené hmoty v podobě jedné pneumatiky, jsou reprezentovány pomocí prvků pružiny a tlumiče v paralelním zapojení. V některých publikacích dochází k dalšímu zjednodušení, a to pouze na jeden prvek – pružinu. Představu o celkovém zapojení dává obr. 7.1.



q_1 … výchylka odpružené hmoty
q_2 … výchylka neodpružené hmoty
q_0 … výchylka nerovnosti vozovky
k_1 … konstanta tuhosti pružiny závěsu
k_2 … konstanta tuhosti pneumatiky
b_2 … koeficient tlumení pneumatiky
F_{sa} … síla od poloaktivního tlumiče $(= b_{sa}(\dot{q}_1 - \dot{q}_2))$
m_1 … hmotnost odpružené hmoty
m_2 … hmotnost neodpružené hmoty

Obr. 7.1 Čtvrtinový model automobilu.

Pohybové rovnice systému lze sestavit například s pomocí druhého Newtonova pohybového zákona:

$$\sum_i \vec{F_i} = m\vec{a} \tag{7.2}$$

$$\begin{aligned} m_1\ddot{q}_1 + k_1(q_1 - q_2) + F_{sa} &= 0 \\ m_2\ddot{q}_2 + b_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_0) + k_2(q_2 - q_0) - k_1(q_1 - q_2) - F_{sa} &= 0 \end{aligned} \tag{7.3}$$

Pro převod diferenciálních rovnic do podoby stavového popisu v maticovém tvaru:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \boldsymbol{A}x + \boldsymbol{B}u \\ y &= \boldsymbol{C}x + \boldsymbol{D}u \end{aligned} \tag{7.4}$$

můžeme volit stavové proměnné například takto:

$$\begin{aligned} x_1 &= q_1 - q_2 \\ x_2 &= \dot{q}_1 \\ x_3 &= q_2 - q_0 \\ x_4 &= \dot{q}_2 \end{aligned} \qquad \begin{aligned} u_1 &= F_{sa} \\ u_2 &= \dot{q}_0 \end{aligned} \tag{7.5}$$

a po patřičných úpravách dostaneme následující zápis:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_1}{m_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1}{m_2} & 0 & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{b_2}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_1} & 0 \\ 0 & -1 \\ \frac{1}{m_2} & \frac{b_2}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} \tag{7.6}$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

Volbu stavových proměnných lze samozřejmě provést několika způsoby. V důsledku toho může i stavový popis nabývat různých podob.

7.1 Identifikace vstupních údajů

Neznámé parametry čtvrtinového modelu byly odvozeny na základě předlohy v podobě horského kola s odpruženou vidlicí.

Chování neodpružené hmoty je dáno vlastnostmi zástupných prvků – pružiny a tlumiče. Velikost konstanty tuhosti byla s přihlédnutím poznatkům z publikací [26], [27] a [28] zvolena jako $k_2 = 90000\ \mathrm{N/m}$.

Součinitel tlumení b_2 lze, s využitím vztahu 4.3, určit s pomocí znalosti poměrného útlumu $b_{p2} = 0.3$. Jeho velikost byla stanovena na základě srovnání odskoku reálného kola (resp. pouze pneumatiky s ráfkem) a odezvy zjednodušeného modelu čtvrtinového automobilu s jedním stupněm volnosti. Tento parametr také závisí na tlaku v pneumatice.

Hmotnost neodpružené hmoty m_2 je rovna součtu hmotností dílčích prvků – v tomto případě se jedná se o pneumatiku, ráfek, náboj, výplet, brzdy a část vidlice. Celkem tento výčet dává hodnotu $m_2 = 3.3\ kg$.

V závislosti na poloze jezdce se výrazně mění rozložení váhy a tedy i hmotnost odpružené hmoty m_1. Provedený experiment ukázal, že při klidné jízdě v sedle je poměr vah mezi předním a zadním kolem cca 32:68, přičemž při změně pozice ze sedu do záklonu dochází k poklesu na 27:73 (pokles m_1 o cca 14%) a při jízdě ve stoje pak 55:45 (nárůst m_1 o cca 75%). Ačkoliv jsou tyto hodnoty spíše orientační, samotná skutečnost může mít poměrně značný vliv na výkon některých způsobů regulace a byla tedy při simulacích zohledněna. Výchozí hmotnost odpružené hmoty $m_1 = 25\ kg$ přísluší pro pozici v sedle.

Konstanta tuhosti pružiny k_1 byla určena na základě experimentu provedeného na reálném tlumiči, kterým byla přední odpružená vidlice o zdvihu 100mm využívající systému tlumení pružina-olej. Jelikož informace o tuhosti výrobce neudává, bylo přistoupeno k měření se záměrem zjištění této hodnoty. Vidlice byla zatěžována statickou silou v její svislé ose, po ustálení byl proveden odečet síly F a hloubky zanoření x vidlice. Tento postup byl následně

několikrát opakován pro různé hodnoty zatížení. S využitím obecného vztahu 7.7 pro výpočet síly pružiny, byla získána orientační velikost tuhosti $k_1 = 16000\ \mathrm{N/m}$.

$$F = k_1 x \quad [N] \tag{7.7}$$

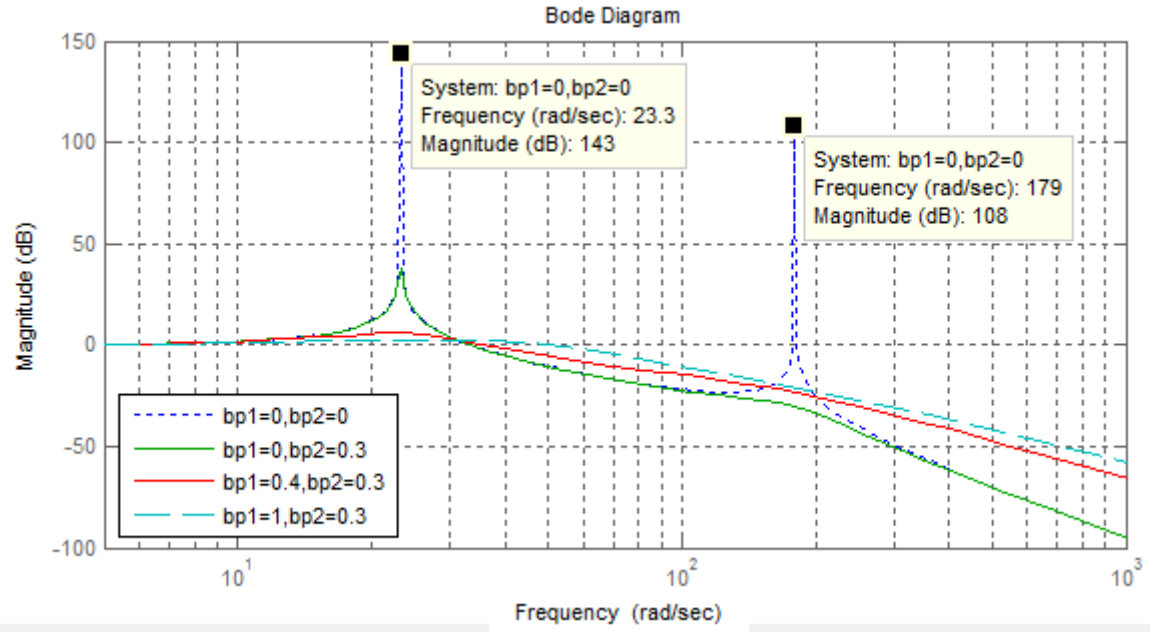
S ohledem údaje uváděné jinými výrobci (např. FOX Racing Shox [29]) se tato hodnota zdá být hodnověrná a tedy použitelná.

7.2 Odezva systému

Jelikož se jedná o soustavu se dvěma stupni volnosti, má také dvě vlastní frekvence ω_{0_1} a ω_{0_2}. Pro dané parametry dostaneme následující hodnoty:

$$\begin{aligned} \omega_{0_1} &= \sqrt{\frac{k_1 k_2}{(k_1 + k_1)\, m_1}} = 23{,}31 \left[\frac{rad}{s}\right] & f_{0_1} &= \frac{\omega_{0_1}}{2\pi} = 3{,}71\ [Hz] \\ \omega_{0_2} &= \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_2}} = 179{,}22 \left[\frac{rad}{s}\right] & f_{0_2} &= \frac{\omega_{0_2}}{2\pi} = 28{,}52\ [Hz] \end{aligned} \tag{7.8}$$

Shodné výsledky lze získat i s využitím funkce *bode* v systému Matlab:

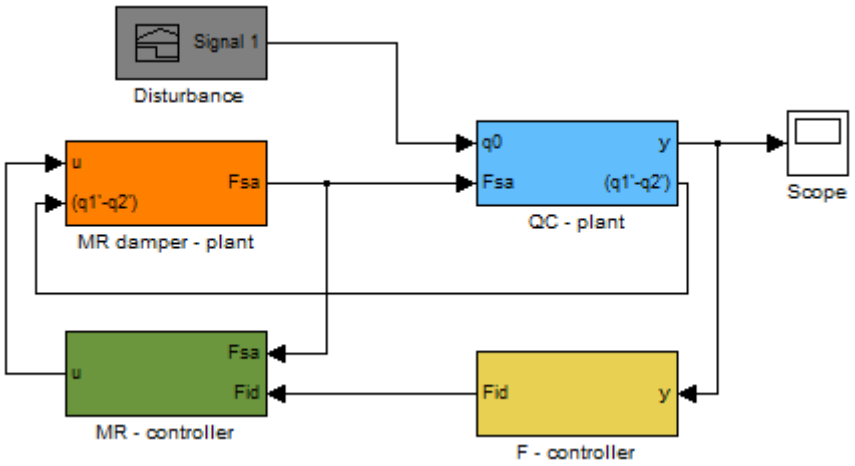


Obr. 7.9 Vlastní frekvence systému.

Z grafu je patrný vliv různých hodnot poměrného útlumu a zároveň zmiňovaný neduh pasivních systémů - potlačení rezonančních špiček okolo vlastních frekvencí vede ke sníženému účinku tlumení v pásu vyšších frekvencí. Právě tento kompromis by měl být odstraněn s použitím aktivního nebo poloaktivního tlumiče.

8 MODEL V PROSTŘEDÍ MATLAB/SIMULINK

Pro účely návrhu řízení a ověření řídicích strategií byl sestaven model v prostředí Matlab/Simulink (obr. 8.1). Skládá se z bloků regulované soustavy (čtvrtinový model automobilu, model magnetoreologického tlumiče), dvojice regulátorů a bloku generujícího poruchovou veličinu.

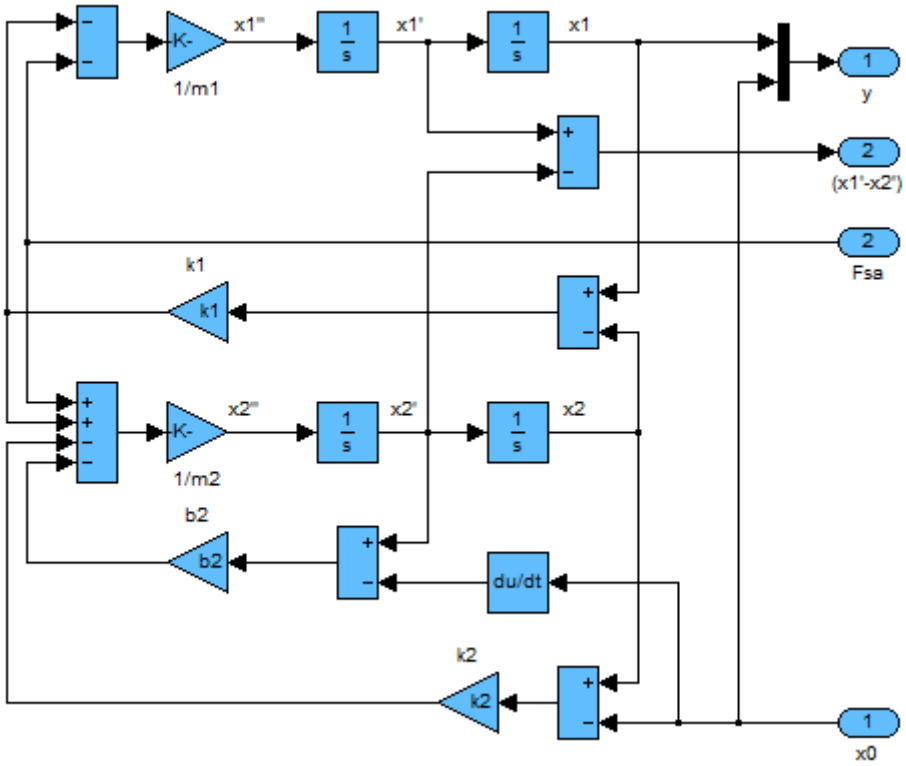


Obr. 8.1 Schéma kompletního modelu (Simulink).

Následující pasáž je věnována detailnímu popisu hlavních podsystémů, přičemž pro snazší orientaci je každý z nich barevně rozlišen.

8.1 Čtvrtinový model automobilu

Podsystém, vytvořený v prostředí Simulink, byl sestaven na základě diferenciálních rovnic (7.3), což je patrné i ze schématu na obr. 8.2. Jeho funkce je podmíněná přivedením dvojice vstupů - výchylky nerovností q_0 a variabilní síly od poloaktivního tlumiče F_{sa}. Sdružený výstup y slouží pro potřeby výpočtu ideální síly tlumiče F_{id}. V závislosti na zvoleném způsobu regulace se jeho složení může lišit. Druhý výstup, který má podobu relativní rychlosti na tlumiči $(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$, je nezbytný pro chod bloku magnetoreologického tlumiče.



Obr. 8.2 Čtvrtinový model automobilu (Simulink).

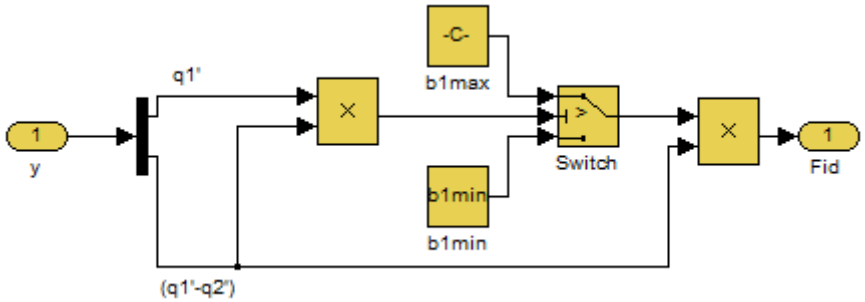
Konkrétní hodnoty parametrů m_1, m_2, k_1, k_2 a b_2 byly odvozeny v kapitole 7.1.

8.2 Výpočet ideální hodnoty akční veličiny

Tato kapitola nastiňuje stanovení tzv. ideální hodnoty akční veličiny, v našem případě síly od tlumiče F_{id}, která by měla zajistit optimální průběh sledované veličiny. K tomuto účelu lze s výhodou využít řídicí strategie zmíněné v kapitole 6, nebo některou z klasických metod regulace.

8.2.1 Skyhook on-off

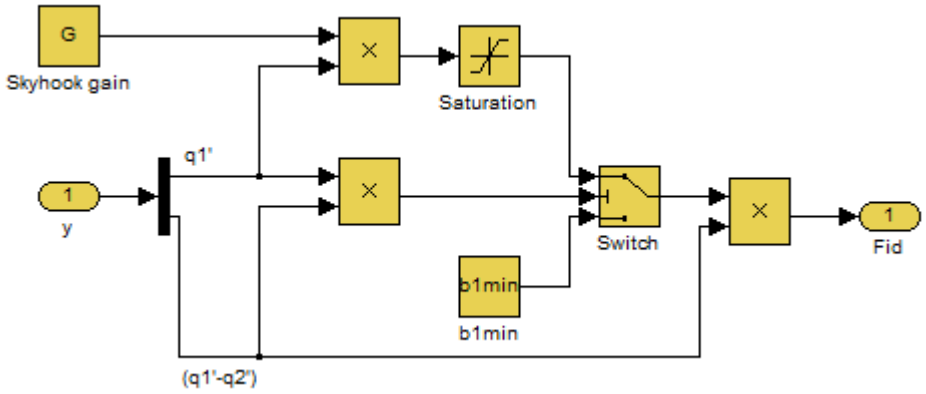
Obvod na obr. 8.3, reprezentující řídicí strategii *on-off skyhook*, byl sestaven v souladu s popisem v kapitole 6.1.1. Na základě součinu vstupů - absolutní a relativní rychlosti na tlumiči - je pro daný okamžik volena buď maximální ($b_{1_{max}}$), nebo minimální ($b_{1_{min}}$) hodnota koeficientu tlumení. Ta je následně vynásobena relativní rychlostí $(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$ tak, aby byl dodržen charakter síly na výstupu.



Obr. 8.3 Blok výpočtu F_{id} – varianta on-off skyhook (Simulink).

8.2.2 Skyhook continuous

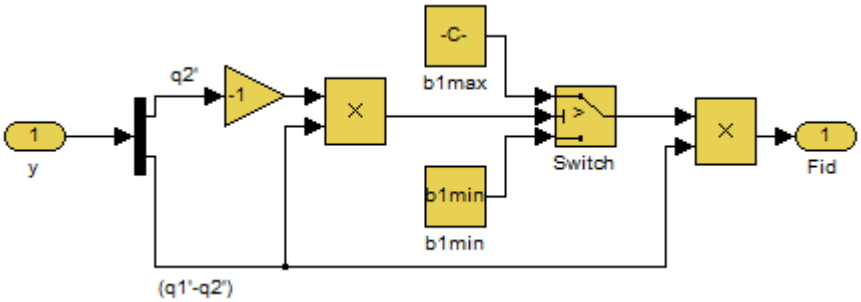
Zapojení na obr. 8.4 odpovídá podmínkovému výrazu 6.5. Na rozdíl od předcházející verze je velikost koeficientu tlumení úměrná součinu rychlosti $\dot{q}_1$ a volené konstanty zesílení G; má tedy v rámci nastavených mezí proměnný průběh.



Obr. 8.4 Blok výpočtu F_{id} – varianta continuous skyhook (Simulink).

8.2.3 Groundhook on-off

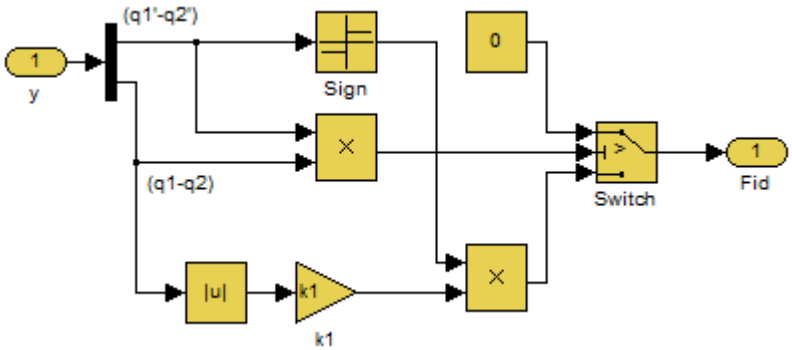
Následující zapojení, představující strategii *groundhook* v dvoustavovém on-off provedení, bylo sestaveno na základě rovnic v kapitole 6.2. Se zacílením na redukci pohybu neodpružené hmoty m_2, koresponduje i porovnávaný výraz $-\dot{q}_2(\dot{q}_1 - \dot{q}_2)$.



Obr. 8.5 Blok výpočtu F_{id} – varianta groundhook (Simulink).

8.2.4 Balance logic

Schéma na obr. 8.6 přísluší řídicímu algoritmu *balance logic*. Oproti předcházejícím strategiím je nutné přivádět nejen relativní rychlost, ale i velikost relativní výchylky $(q_1 - q_2)$.

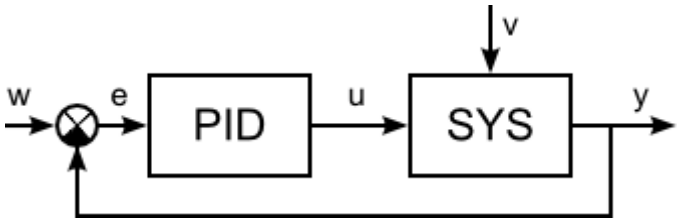


Obr. 8.6 Blok výpočtu F_{id} – varianta balance logic (Simulink).

8.2.5 PID regulace

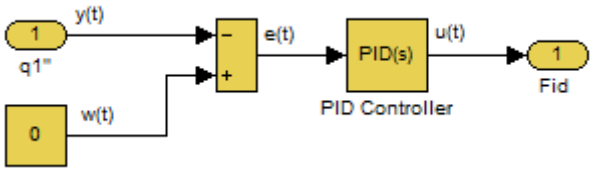
Na rozdíl od poměrně jednoúčelových a konkrétně formulovaných řídicích strategií zmíněných výše, je použití PID (proporcionálně-integračně-derivačního) regulace úzce spjato s rozvahou o struktuře regulátoru. Volba dílčích veličin regulačního obvodu je důležitá, ať už z hlediska požadovaného efektu, kvality či realizace.

Hlavní snahou bude zvýšení komfortu, dle kapitoly 4.2 je míra pohodlí nepřímo úměrná zrychlení působícího na posádku. Volba zrychlení, jakožto sledované veličiny, se jeví jako výhodná i s ohledem na samotné provedení, poněvadž její hodnotu lze poměrně snadno získat s využitím akcelerometrů.



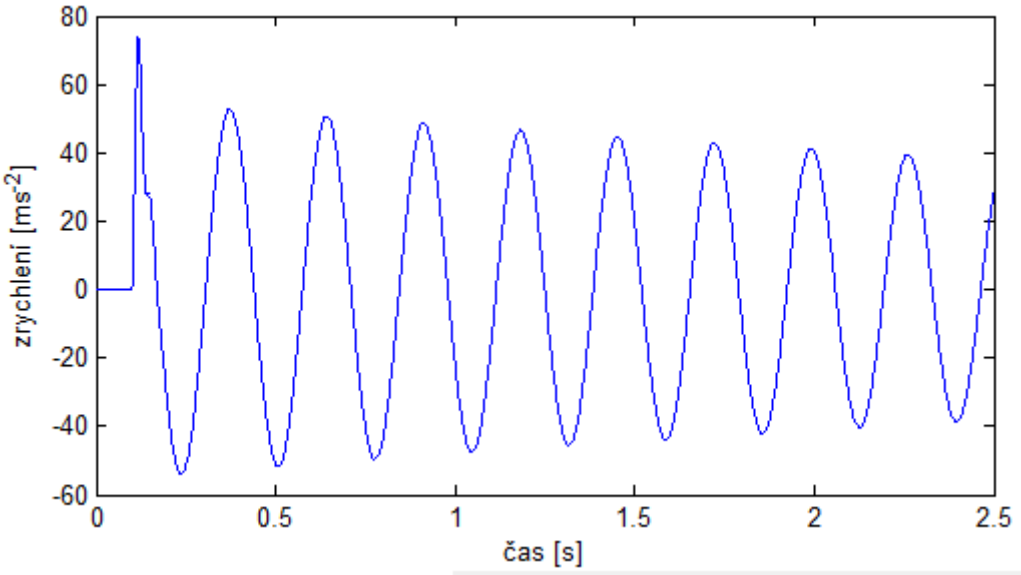
Obr. 8.7 Obecné schéma zapojení PID regulátoru.

Vyjdeme-li z obecného schématu (obr. 8.7), regulovanou veličinou $y(t)$ je tedy zrychlení, žádanou hodnotou $w(t)$ je pokud možno jeho nulová hodnota, regulační odchylka $e(t)$ vstupující do regulátoru je tvořena jejich rozdílem. Jedná se tedy o případ regulace na konstantní hodnotu, a sice zmíněné nulové zrychlení. Na soustavu dále působí poruchová veličina v podobě nerovností a právě její vliv se snažíme omezit. Akční veličina $u(t)$, výstup regulátoru, reprezentuje sílu od tlumiče, respektive její ideální hodnotu F_{id}. Zpětná vazba je uzavřena přes zrychlení odpružené hmoty a výsledný podsystém reprezentující výpočet F_{id} může vypadat například takto:



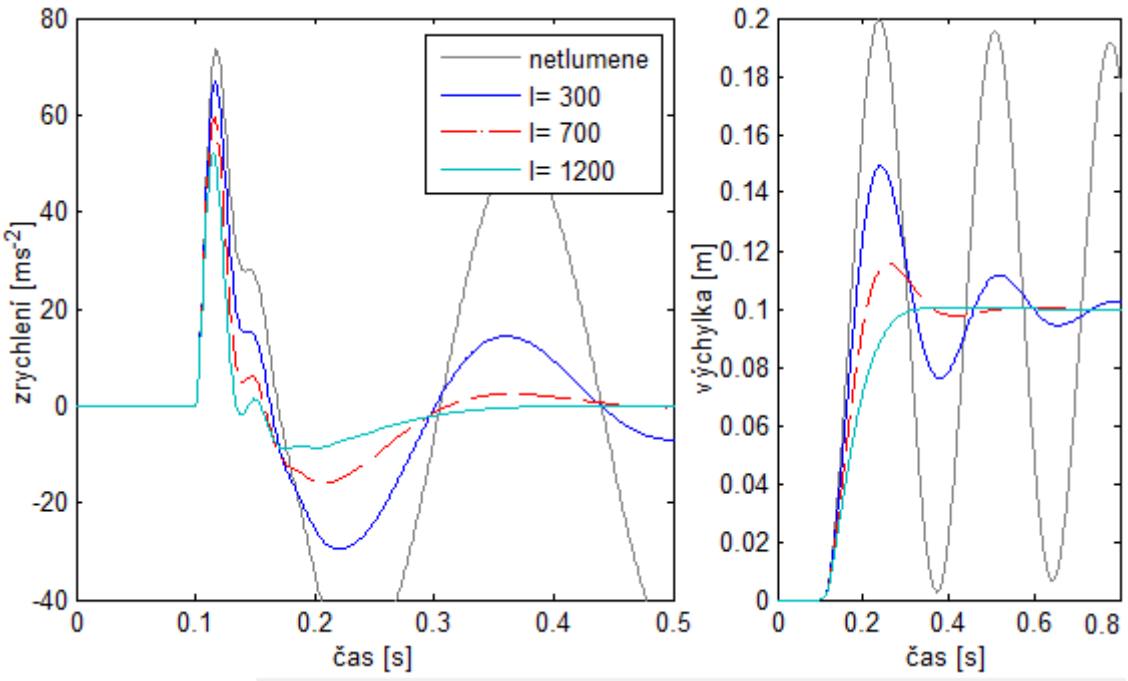
Obr. 8.8 Blok výpočtu F_{id} – varianta s PID regulátorem (Simulink).

Z tvaru přechodové charakteristiky soustavy, reprezentované čtvrtinovým modelem automobilu je zřejmé, že se jedná o kmitavý proces (obr. 8.9 - soustava tlumeně kmitá). Pro nastavení PID regulátoru tedy nelze využít metodu seřízení podle přechodové charakteristiky (na základě odečtu doby náběhu a průtahu), která je podmíněna právě jejím aperiodickým průběhem. Vzhledem k tlumicímu charakteru akční veličiny vstupující do soustavy, síly od tlumiče F_{sa}, není ani možné přivést obvod na hranici stability. Jakákoliv nenulová hodnota totiž znamená další přitlumení a sledovaný pohyb odpružené hmoty je mimo jiné z části tlumen i prostřednictvím zbytku soustavy. Z tohoto důvodu selhává i klasická Ziegler-Nicholsova metoda, jež vychází z předpokladu schopnosti docílit stavu netlumených kmitů o konstantní amplitudě s pomocí změny proporcionální složky regulátoru. I alternativní forma Ziegler-Nicholsovy metody v podobě čtvrtinového tlumení byla v tomto případě neúspěšná.

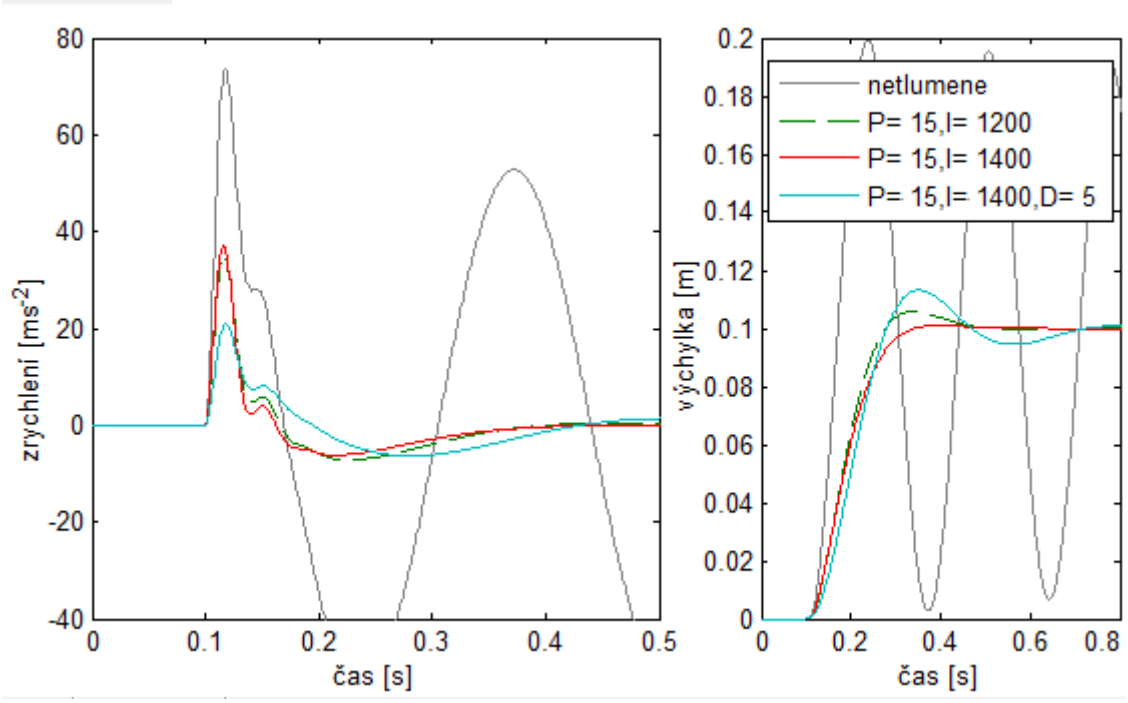


Obr. 8.9 Přechodová charakteristika obvodu.

Na základě těchto skutečností bylo přistoupeno k experimentálnímu seřízení regulátoru. Postup spočíval ve vyhodnocování vlivu změn jednotlivých složek na sledované průběhy zrychlení a polohy odpružené hmoty. Nejdříve byl zaznamenán dominantní účinek integračního členu a po několika krocích stanovena výchozí hodnota $I = 1200$. Její další zvyšování nemělo význam, neboť již nedocházelo k viditelnému zlepšení; naopak čas potřebný k ustálení začínal narůstat. Přidáním proporcionální složky lze docílit opětovného snížení amplitudy zrychlení; vedlejší efekt, v podobě počátečního překmitu, je možné eliminovat mírným navýšením složky I. Derivační člen sice také vede na nižší hodnoty zrychlení, ale za cenu opětovného rozkmitávání. Tento postup vedl na poměrně uspokojivou reakci výstupu a to pro hodnoty $P = 15, I = 1400, D = 0$. Jednotlivé fáze procesu nastavování jsou schematicky zachyceny jako odezvy polohy a zrychlení odpružené hmoty na skokovou změnu (obr. 8.10 a 8.11).



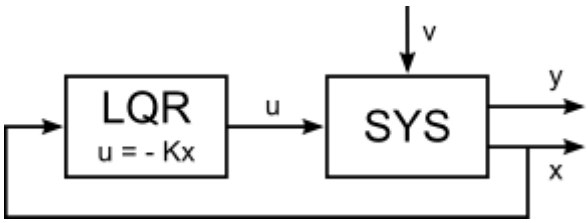
Obr. 8.10 Dynamická odezva pro různé nastavení PID regulátoru – I složka.



Obr. 8.11 Dynamická odezva pro různé nastavení PID regulátoru – ostatní složky.

8.2.6 LQR řízení

Jedná se o metodu zpětnovazebního řízení, které na rozdíl od PID regulace zohledňuje vnitřní stav systému. Schéma zapojení lineárně kvadratického regulátoru (LQR) je na obrázku 8.12.



Obr. 8.12 Obecné schéma zapojení LQR.

Akční zásah je dle rovnice 8.13 definován jako součin matice/vektoru Kalmanova zesílení (resp. zesílení regulátoru) a vektoru stavů.

$$u = -\boldsymbol{K}\boldsymbol{x} = -[k_1\ k_2\ \dots\ k_n]\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{bmatrix} \tag{8.13}$$

Předpokladem pro návrh regulátoru je řiditelnost systému neboli schopnost vstupů ovlivňovat výstupy - stavové proměnné. Pokud je hodnost matice řiditelnosti shodná s řádem soustavy (velikostí stavového vektoru), je soustava řiditelná. Při návrhu zpětnovazebního stavového regulátoru **K** se pak vychází z minimalizujícího kvadratického kriteria:

$$J = \int_0^t (\boldsymbol{x}^T \boldsymbol{Q}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{u}^T \boldsymbol{R}\boldsymbol{u})\, dt \tag{8.14}$$

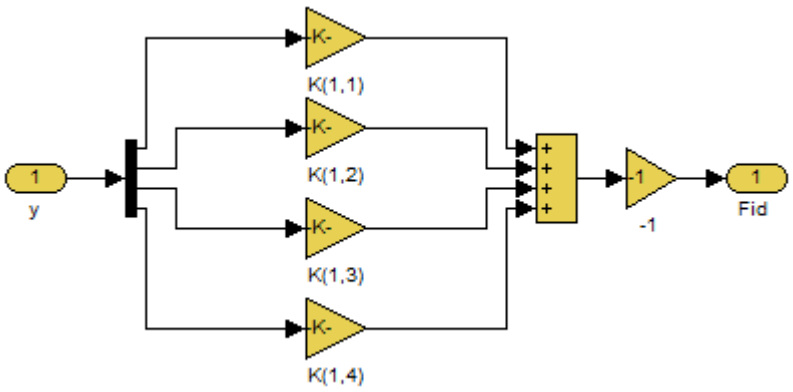
kdy minimalizace tohoto výrazu vede k pohybu stavových veličin směrem k nule a to s ohledem na vynaloženou energii. K naladění pak slouží váhové matice dynamiky **Q** a spotřeby energie **R** (obě pozitivně definitní). Vyšší hodnoty prvků v matici **Q** způsobí agresivnější zásah, menší rozkmit a rychlejší ustálení příslušných stavových proměnných; vysoké hodnoty vah v **R** znamenají preferování malého množství vynaložené energie. Jejich prvotní návrh lze provést s pomocí Brysonova pravidla [30], které jednotlivé prvky matic **Q** a **R** definuje jako převrácené hodnoty druhé mocniny nejvyšších přípustných hodnot stavových proměnných a vstupů. Hledané Kalmanovo zesílení je dáno následující rovnicí:

$$\boldsymbol{K} = \boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}^{T}\boldsymbol{P} \tag{8.15}$$

přičemž hodnota **P** je vypočtena z algebraické Riccatiho rovnice (8.16), kde **A** a **B** jsou matice stavového popisu příslušné soustavy.

$$\boldsymbol{A}^{T}\boldsymbol{P} + \boldsymbol{P}\boldsymbol{A} - \boldsymbol{P}\boldsymbol{B}\boldsymbol{R}^{-1}\boldsymbol{B}^{T}\boldsymbol{P} + \boldsymbol{Q} = 0 \tag{8.16}$$

Další podmínkou pro zajištění funkce je znalost hodnot všech stavových veličin, které mohou být v některých případech obtížně měřitelné.



Obr. 8.17 Blok výpočtu F_{id} – varianta s LQR (Simulink).

Pro návrh LQR regulátoru je možné použít stavový popis soustavy dle 7.6. Nejdříve je však nutné ověřit řiditelnost tohoto systému. To lze provést přímo v prostředí Matlab s využitím příkazu $rank(ctrb(A,B))$, kde $ctrb()$ spočítá matici řiditelnosti pro soustavu danou maticemi **A** a **B** a $rank()$ vrátí její hodnost. Pro tento případ se výsledek rovná čtyřem, řád soustavy je rovněž čtyři; systém je tedy řiditelný a má smysl pokračovat v návrhu. Po sérii provedených experimentů byly nalezeny hodnoty vah:

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1500 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 25 \end{bmatrix} \qquad R = \begin{bmatrix} 5 \cdot 10^{-4} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{8.18}$$

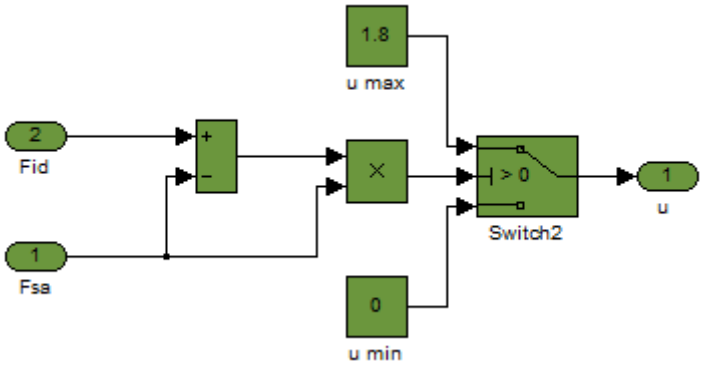
Řešení Riccatiho rovnice 8.16 S, vektor vlastních čísel e a optimální hodnotu Kalmanova zesílení **K**, které minimalizuje výraz 8.14, je možné získat s pomocí příkazu $[K,S,e] = lqr(A,B,Q,R)$. Vzhledem k tomu, že velikost druhého vstupu u_2, tedy poruchové veličiny, nelze nikterak ovlivnit, má smysl uvažovat pouze první řádek výsledné matice K, který se vztahuje ke vstupu u_1 (síle F_{sa}):

$$K = [6{,}2564 \quad -1{,}3977 \quad -0{,}0663 \quad 0{,}012] \cdot 10^{3} \tag{8.19}$$

V souladu s výrazem 8.13 je posléze možné dosadit do modelu (obr. 8.17).

8.3 Zajištění adekvátní hodnoty akční veličiny

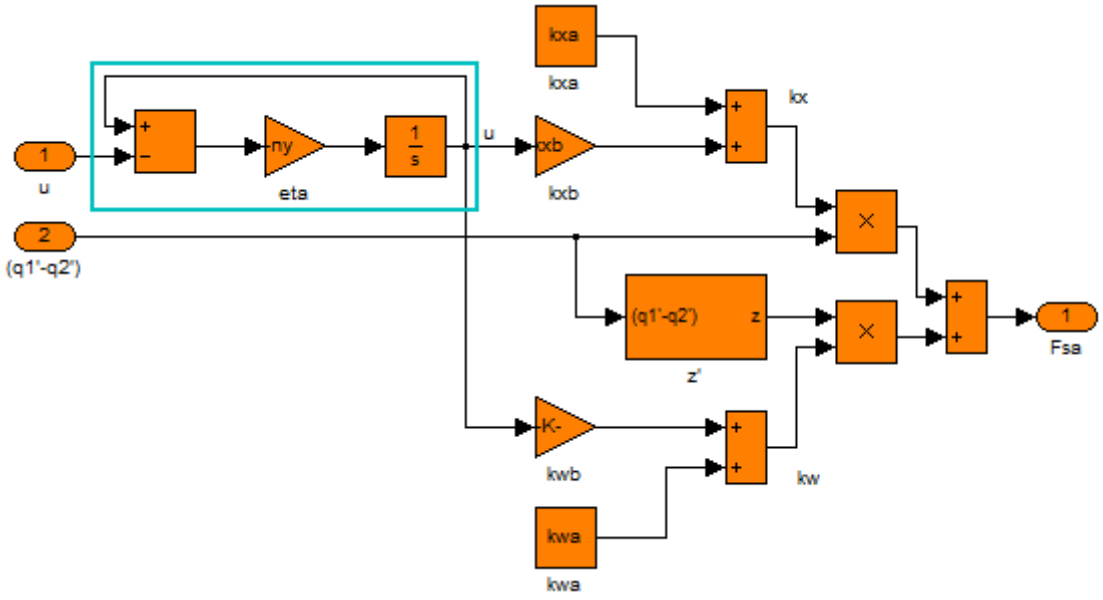
Předcházející blok slouží pro výpočet hodnoty ideální síly F_{id}. Z pohledu magnetoreologického tlumiče se však jako akční veličina jeví řídicí napětí u. Funkcí tohoto podsystému je zajistit jeho adekvátní velikost tak, aby se skutečná hodnota síly blížila té ideální. Napětí je průběžně přepínáno mezi krajními hodnotami na základě výsledku porovnání ideální a aktuální hodnoty síly tlumiče. Jestliže je F_{sa} menší než F_{id} a zároveň mají tyto síly stejné znaménko, je výhodné sílu F_{sa} zvětšit [22]. Toho lze dosáhnout přepnutím u na jeho horní hranici. Pro opačný případ se nastavuje co nejmenší hodnota u. Příslušné schéma je na obr. 8.20.



Obr. 8.20 Blok pro určení adekvátní hodnoty u (Simulink).

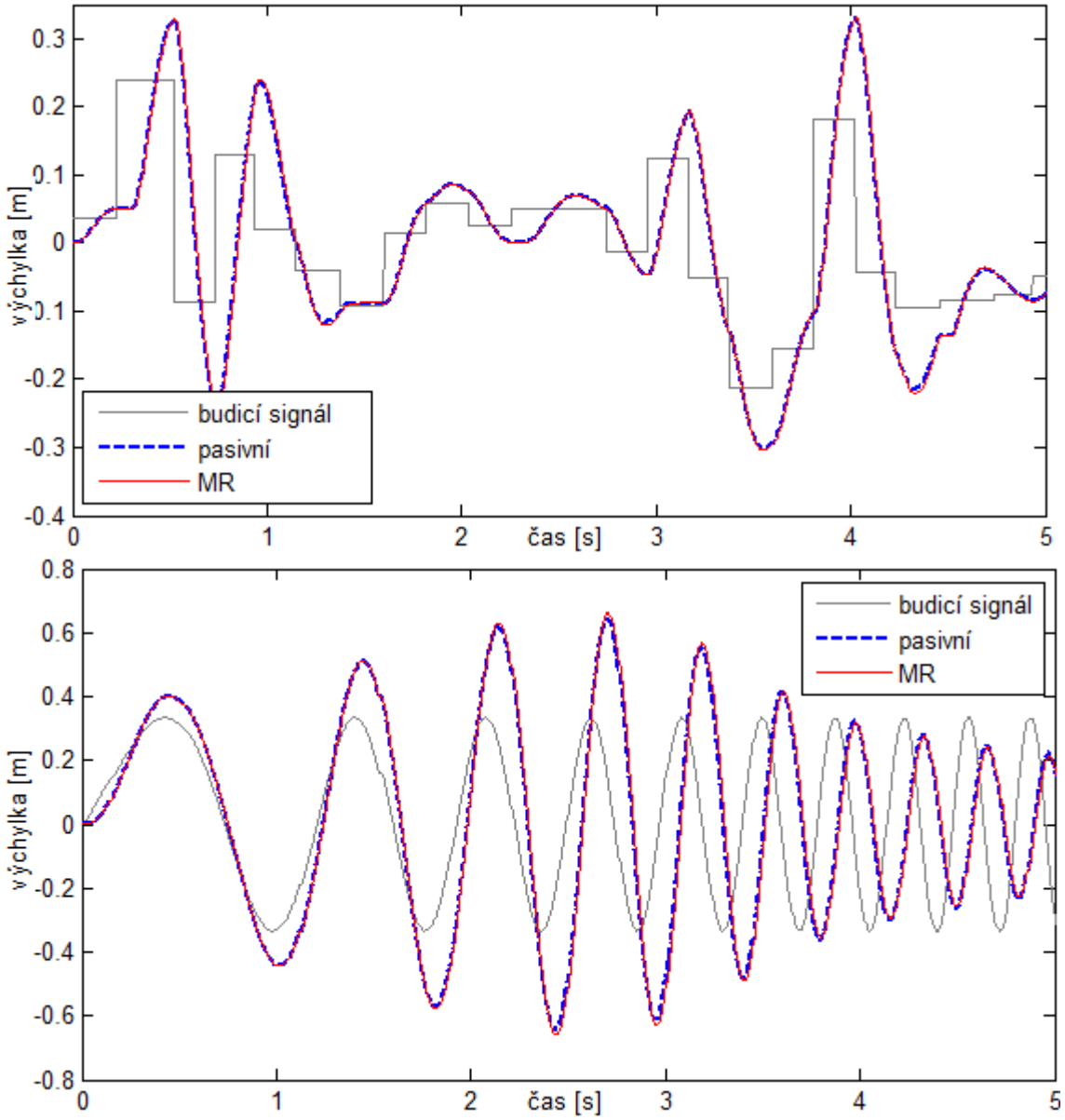
8.4 Model magnetoreologického tlumiče

Nejčastěji používané matematické popisy magnetoreologických tlumičů jsou rozebrány v kapitole 6, přičemž jako podklad pro vytvoření modelu sloužil matematický popis dle *viscous + Dahl* (viz kapitola 5.2.4). Byl zvolen na základě informací získaných při zpracování zmíněné sekce, a to zejména z důvodu dostatečně přesné odezvy pro účely řízení a zároveň poměrně nízkého počtu proměnných, jejichž určení je nezbytné k popisu chování. Pro potřeby srovnání byly v prostředí Simulink vytvořeny celkově čtyři modely; zbylé tři, dle *Bingham, Bouc-Wen* a *Spencer*, jsou dále vedeny pouze jako příloha hlavního dokumentu. Následující schéma respektuje rovnice 5.15, 5.16 a 5.17 uvedené výše.



Obr. 8.21 Model magnetoreologického tlumiče (Simulink).

Po sestavení obvodu následovalo experimentální stanovení parametrů. Rovnice 5.17 definuje výslednou hodnotu klíčových konstant k_x a k_w jako sumu jejich dílčích složek závislých a nezávislých na přivedeném napětí u. Pro hodnotu $u = 0$ byly konstanty k_{x_a} a k_{w_a} experimentálně stanoveny tak, aby odezvy obvodů s pasivním a magnetoreologickým tlumičem byly po přivedení budícího signálu q_0 pokud možno stejné. Uspokojivých výsledků bylo dosaženo pro $k_{x_a} = 477\ Ns/m$ a $k_{w_a} = 30\ Ns/m$. Robustnost modelu s uvedenými hodnotami byla ověřena pro různé průběhy budicího signálu; například pseudonáhodný bílý šum, či periodický signál s průběžně se měnící frekvencí (viz obr. 8.22). Tímto postupem lze zajistit funkčnost magnetoreologického tlumiče srovnatelnou s pasivní předlohou i při výpadku napájení.

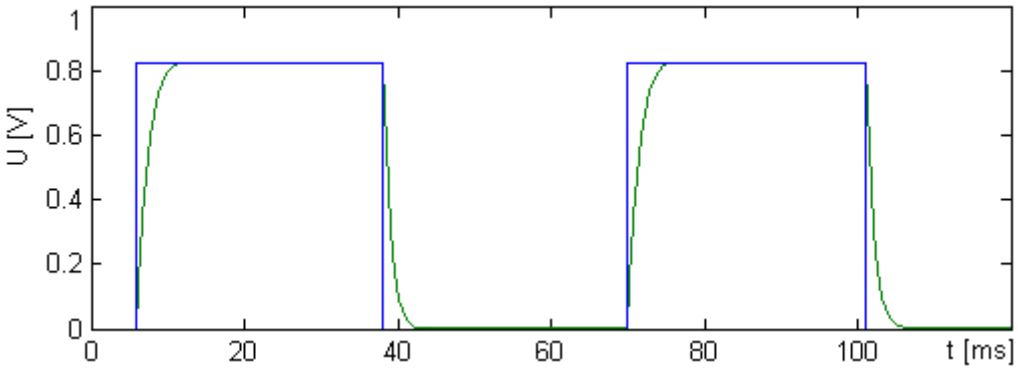


Obr. 8.22 Srovnání odezvy pasivního a magnetoreologického tlumiče.

Následovalo určení složek k_{x_b} a k_{w_b}, podílejících se na maximální síle tlumiče při nenulovém přivedeném napětí. Hodnoty $k_{x_b} = 585\ Ns/m$ a $k_{w_b} = 1295 Ns/m$ byly zadány s ohledem na parametry reálného sériového tlumiče srovnatelných rozměrů výrobce LORD [6].

Do obvodu byly dále začleněny bloky simulující prodlevu v náběhu síly při změně

ovládacího napětí. Prvky jsou ve schématu 8.21 orámovány modře. Tento jev je důsledkem vlastností magnetoreologické kapaliny a dynamiky RL obvodu elektromagnetu (8.23).



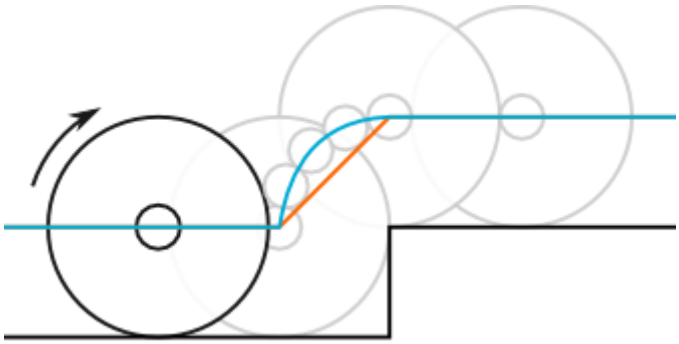
Obr. 8.23 Ilustrační znázornění prodlevy.

8.5 Průběhy poruchové veličiny

Odezvy soustavy byly sledovány pro následující průběhy poruchové veličiny – polohy nerovnosti:

a) křivka o převýšení 0.1m
b) harmonický signál o amplitudě 0.05m
c) složený úsek.

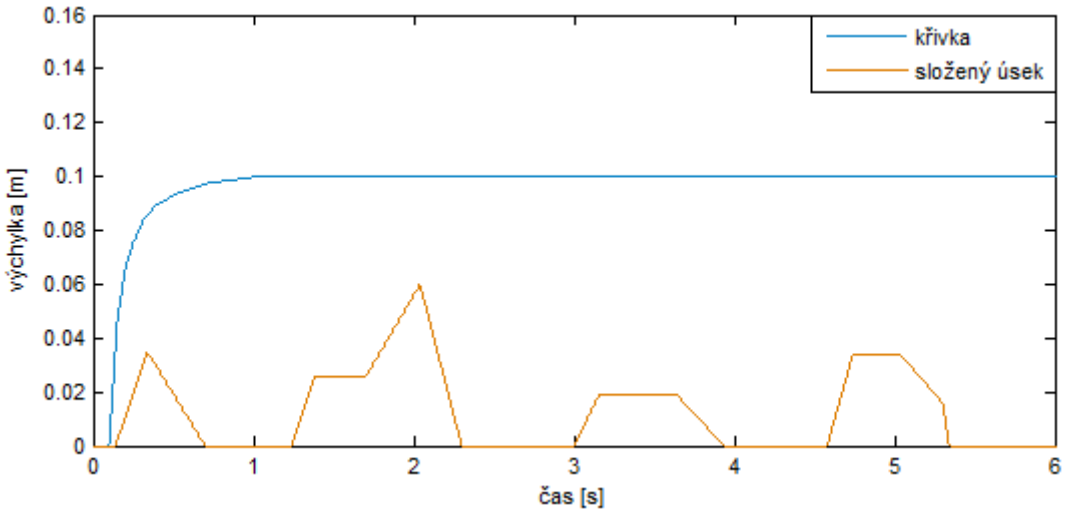
Prvotní volbou byl jednotkový skok, respektive skok odpovídající velikosti vzhledem k jednotkám. Jeho první derivace (rychlost) má však charakter podobný nekonečně krátkému impulzu o značné amplitudě a v důsledku toho byly absolutní hodnoty sledovaného zrychlení nepřiměřeně vysoké. Měly tedy jen malou vypovídací hodnotu a vzhledem k této skutečnosti nakonec nebyl skokový průběh zařazen. Chceme-li simulovat zdolání kolmé překážky (například nájezd na obrubník), je vhodné zohlednit skutečnou trajektorii a místo skokového signálu volit spíše průběh v podobě rampy nebo křivky, viz obr. 8.24.



Obr. 8.24 Skutečný tvar trajektorie kola.

Frekvence harmonického budicího signálu byla postupně volena jako: vybraná frekvence v podrezonanční oblasti $f_1 = 2{,}5\ Hz$, nadrezonanční oblasti $f_2 = 7\ Hz$, přímo jako vlastní frekvence odpružené hmoty $f_1 = f_{0_1} = 3{,}71\ Hz$, viz vztah 7.8. Amplituda signálů je stanovena shodně pro všechny tři $A = 0{,}05\ m$.

Poslední průběh, složený z náběžných ramp o různém sklonu a převýšení v řádu setin metru, reprezentuje přejezd několika malých nerovností jdoucích po sobě v rychlém sledu, viz obr. 8.25.



Obr. 8.25 Tvar složeného rampového úseku.

9 POČÍTAČOVÝ EXPERIMENT

S využitím modelu z kapitoly 8, byly pro zvolené průběhy poruchové veličiny provedeny následující simulace:

a) srovnání řídicích strategií a dalších metod řízení z kapitoly 6
b) energetická analýza
c) ověření robustnosti prostřednictvím změny hmotnosti m_1
d) propojení modelu dopravního prostředku s modelem magnetoreologického tlumiče a aplikace vybraných řídicích metod.

Sledované veličiny pro účely vyhodnocení:

a) $\ddot{q}_1$ - zrychlení odpružené hmoty m_1
b) q_1 - výchylka odpružené hmoty m_1
c) F_s - velikost stykové síly (dle vzorce 4.8)
d) F_{id} - velikost ideálního zásahu
e) F_{sa} - velikost skutečného zásahu (pouze pro třetí experiment s magnetoreologickým tlumičem).

Z důvodu přehlednosti obsahuje následující sekce pouze vybrané grafické průběhy sledovaných veličin. Kompletně jsou dostupné v elektronické příloze ve formátu Matlab *.fig.

9.1 Porovnání řídicích metod

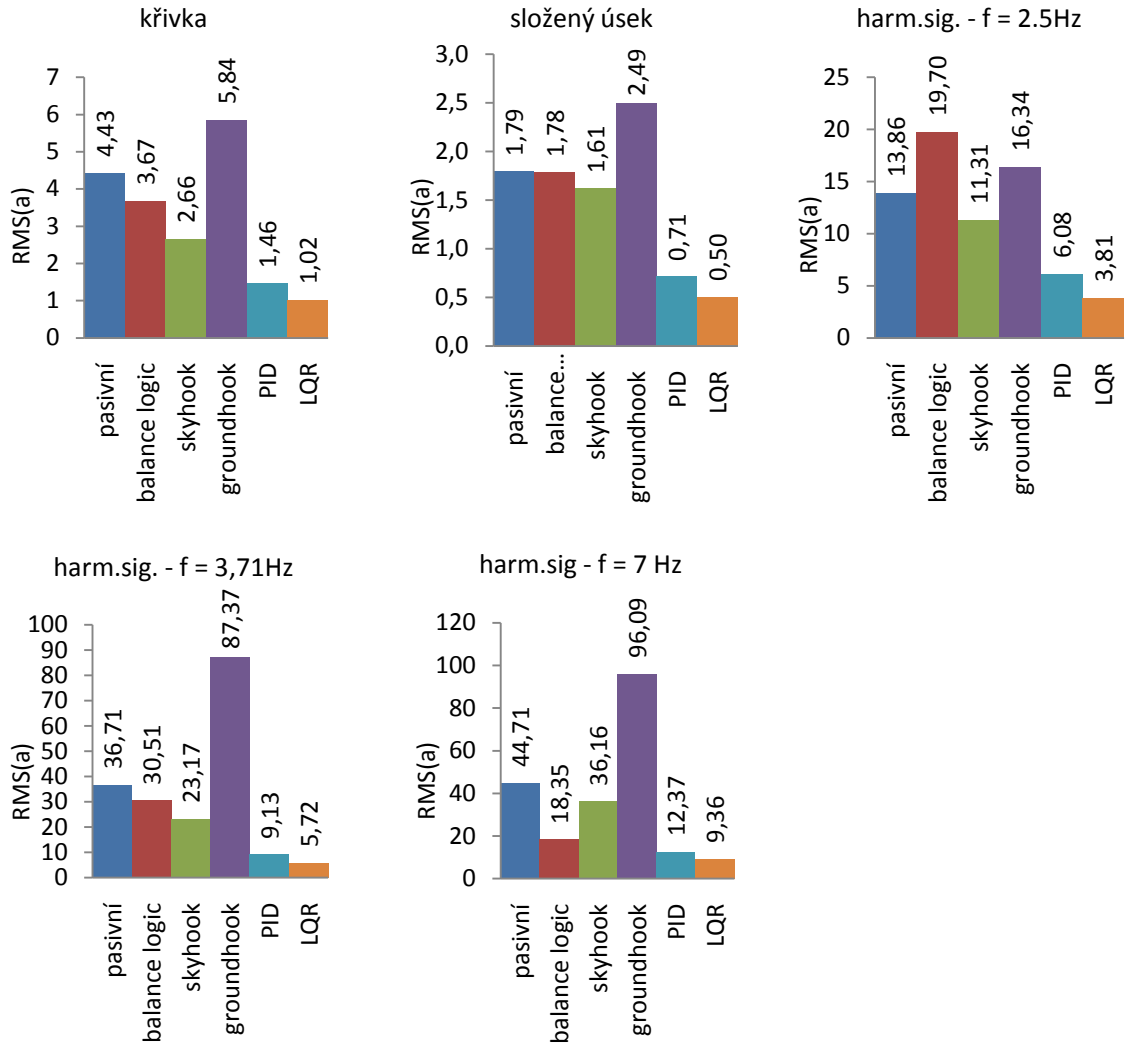
Kvalita řízení je z hlediska komfortu často posuzována pomocí ukazatele efektivní hodnoty (RMS) zrychlení odpružené hmoty, resp. hmoty přenášející vibrace a rázy na člověka; viz kapitola 4, vzorec 4.4. Pro průběhy dané vektorem hodnot lze využít zápis dle vztahu 9.1, kde x je příslušný vektor a n jeho délka. Příkaz pro výpočet v prostředí Matlab může mít tuto podobu: $sqrt(sum(x.\text{^}2)/length(x))$.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} {x_i}^2} \tag{9.1}$$

Grafické srovnání získaných RMS hodnot zrychlení pro různé průběhy poruchové veličiny je na obr. 9.3; identické hodnoty figurují v tabulce 9.2.

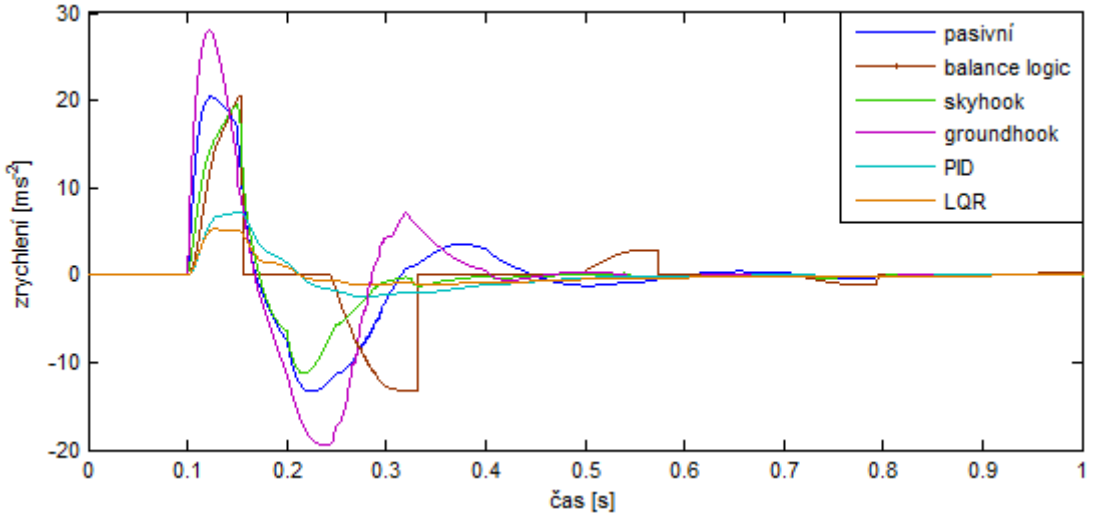
	pasivní	balance logic	skyhook	groundhook	PID	LQR
křivka	4,43	3,67	2,66	5,84	1,46	1,02
složený úsek	1,79	1,78	1,61	2,49	0,71	0,50
harm. sig. $f = 2{,}5Hz$	13,86	19,70	11,31	16,34	6,08	3,81
harm. sig. $f = 3{,}71Hz$	36,71	30,51	23,17	87,37	9,13	5,72
harm. sig. $f = 7Hz$	44,71	18,35	36,16	96,09	12,37	9,36

Tab. 9.2 Vypočtené hodnoty RMS zrychlení pro různé průběhy buzení.

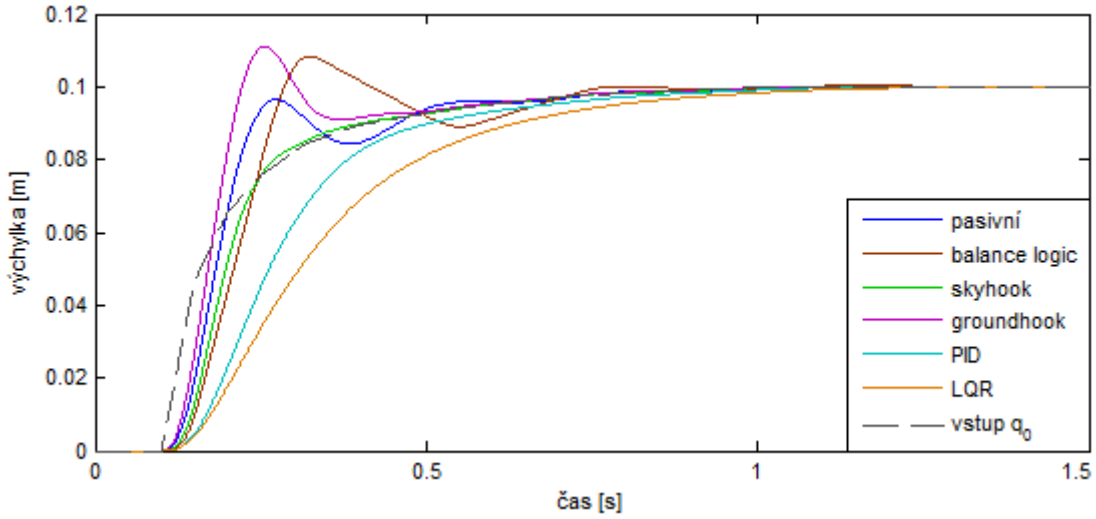


Obr. 9.3 Srovnání RMS hodnot zrychlení pro různé průběhy buzení.

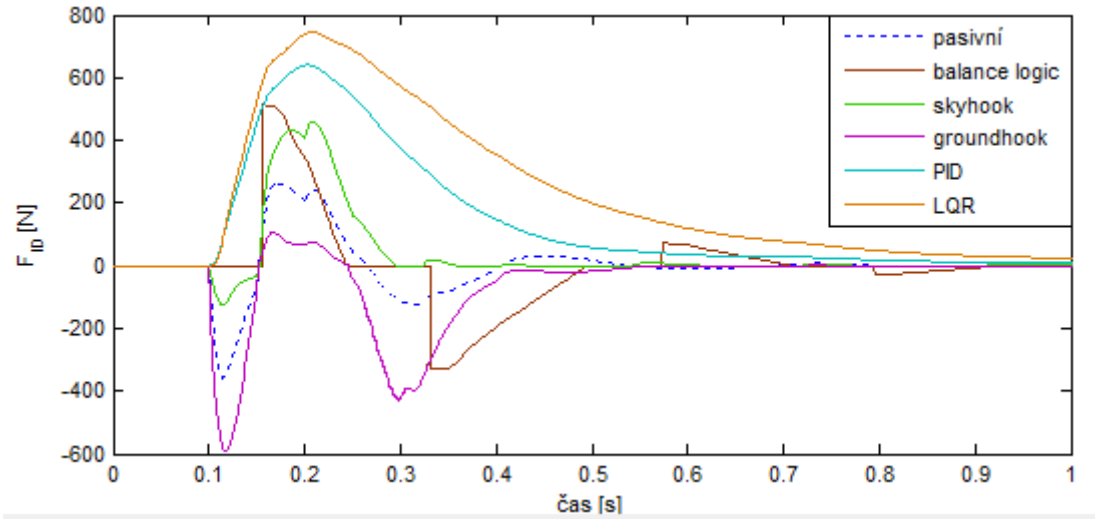
Velikost zrychlení $\ddot{q}_1$, výchylky q_1, ideálního zásahu F_{id} a stykové síly F_s pro vstupní poruchu v podobě křivky (obr. 8.25) zobrazují průběhy 9.4, 9.5, 9.6 a 9.7.



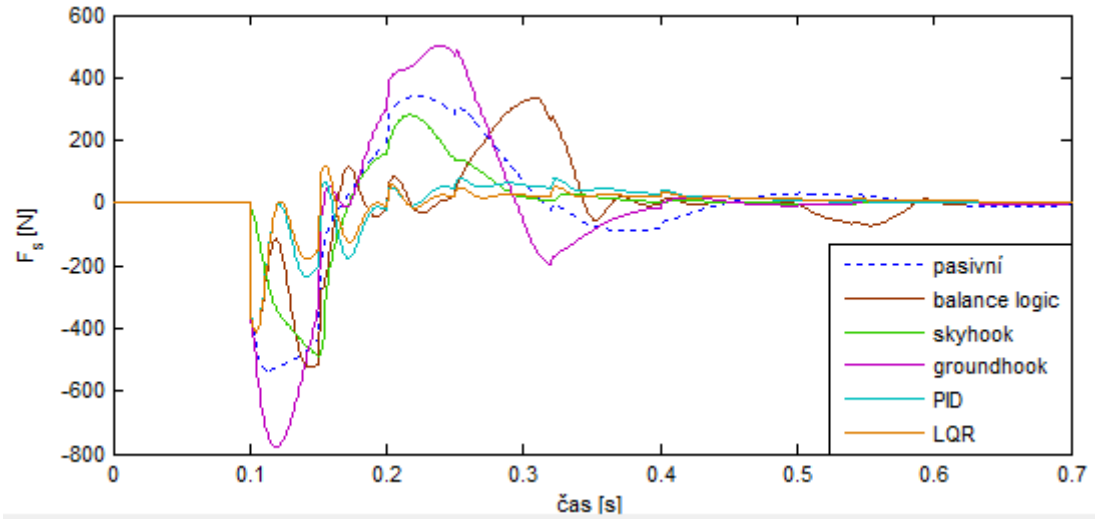
Obr. 9.4 Zrychlení odpružené hmoty; vstup: křivka.



Obr. 9.5 Výchylka odpružené hmoty; vstup: křivka.



Obr. 9.6 Velikost zásahu – síly od tlumiče; vstup: křivka.



Obr. 9.7 Velikost stykové síly; vstup: křivka.

9.1.1 Energetická analýza

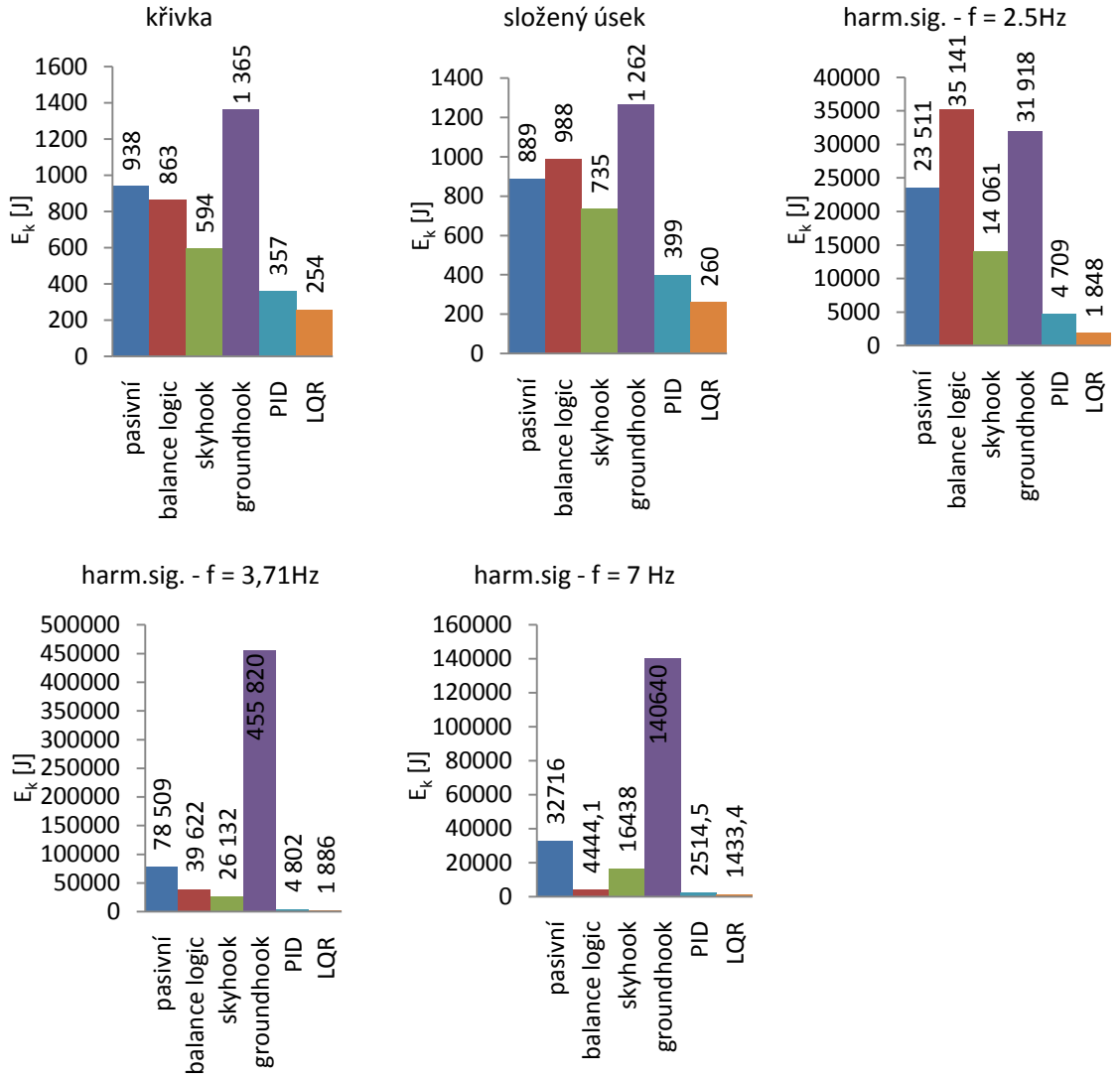
Během procesu kmitání dochází v soustavě složené z tlumiče a pružiny k opakované změně podoby vložené energie mezi kinetickou a potenciální formou. Její část je během každého cyklu disipována (přeměněna v teplo). Účinnost tlumiče je tedy možné posuzovat i přímo z hlediska množství energie odebrané navázaným tělesům. Čím méně energie měla sledovaná hmota v průběhu simulace, tím lépe. Okamžitá velikost kinetické energie je definována vztahem:

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 \ [J] \tag{9.8}$$

pro odpruženou hmotu z modelu v kapitole 7 pak:

$$E_{k_1} = \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_1{}^2 \ [J] \tag{9.9}$$

Vynesené sloupce v grafickém srovnání na obr. 9.10 a tabulce 9.11 odpovídají sumě vektoru hodnot kinetické energie tělesa m_1 v joulech pro jednotlivé časové okamžiky simulace.



Obr. 9.10 Grafické srovnání kinetické energie pro různé průběhy buzení.

	pasivní	balance logic	skyhook	groundhook	PID	LQR
křivka	938,4	863,3	594,1	1365,1	357,3	254,3
složený úsek	888,8	988,3	734,6	1262,2	399,3	259,7
harm. sig. $f = 2{,}5Hz$	23511	35141	14061	31918	4709	1847
harm. sig. $f = 3{,}71Hz$	78509	39622	26132	455820	4802	1886
harm. sig. $f = 7Hz$	32716	4444	16438	140640	2514	1433

Tab. 9.11 Vypočtené hodnoty kinetické energie pro různé průběhy buzení.

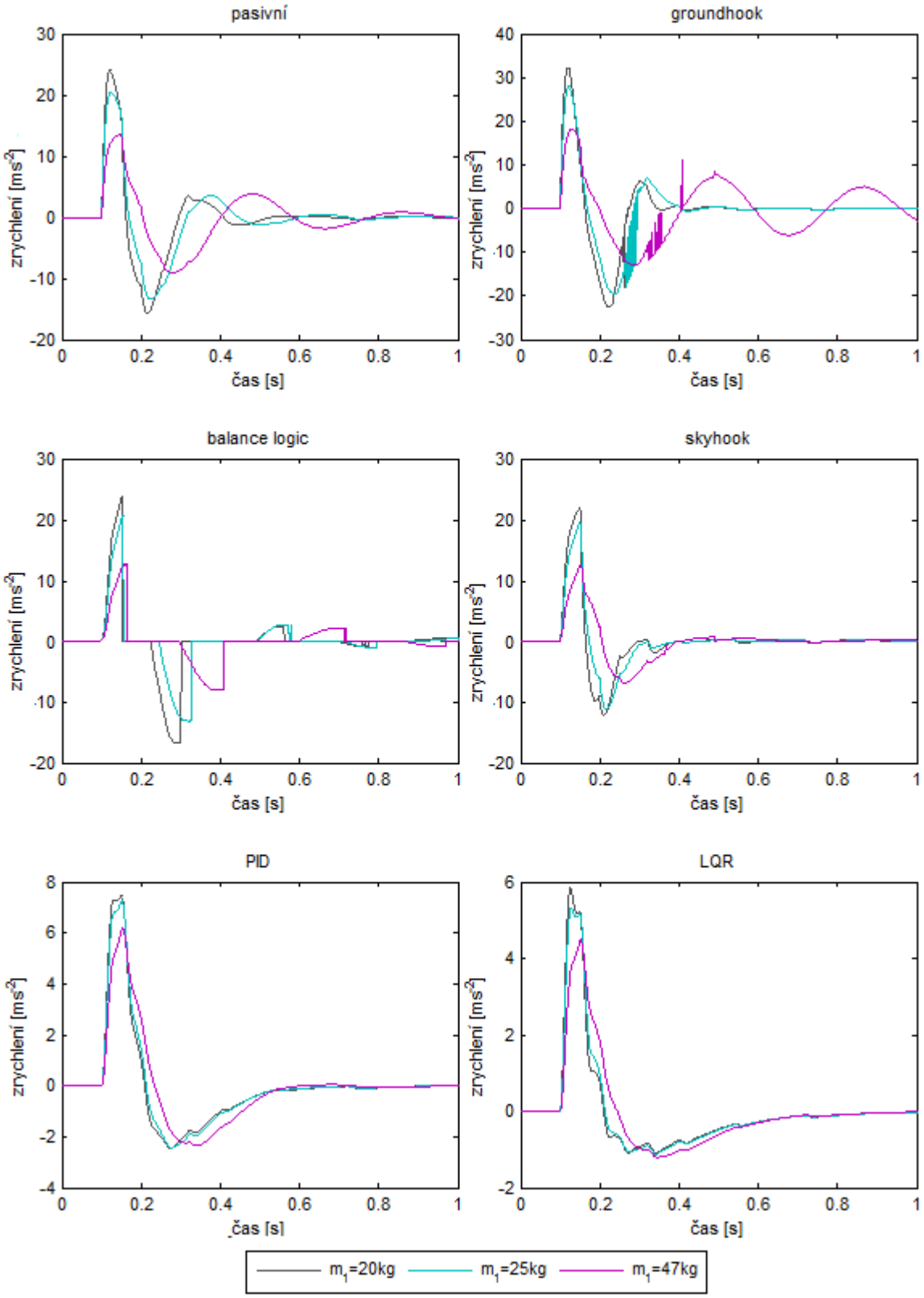
9.1.2 Ověření robustnosti

Dalším hlediskem pro zhodnocení řídicích algoritmů může být schopnost adekvátní reakce i při měnící se struktuře připojené soustavy. Typickým příkladem je proměnlivé zatížení tlumiče – u motorových vozidel nejčastěji v důsledku prudké změny rychlosti, manévrování a různého naložení. V případě jízdních kol je situace mnohem prostší. Podélná zrychlení jsou ve srovnání s automobily menší a častější příčinou je přechod mezi různými styly jízdy – silové šlapání ze sedla, klidná jízda v sedle, či překonávání překážky v lehkém záklonu. Různé zatížení a rozložení hmotnosti je také závislé na geometrii rámu nebo fyzických dispozicích samotného jezdce.

Na základě této úvahy bylo přistoupeno k ověření chování vybraných řídicích metod i pro odlišné hmotnosti m_1. Orientační hodnoty byly stanoveny s pomocí experimentů v kapitole 7.1. Pro pozici jízdy ve stoje došlo k nárůstu hmotnosti m_1 až na hodnoty okolo 47kg; opačný případ znamenal pokles na cca 20 kg. Přesné naměření je vzhledem k neustálému vyvažování poměrně obtížné, avšak ze stejného důvodu také nevýznamné. Různé rozložení váhy je také spojeno s posunem vlastní frekvence f_{0_1}. Tento jev lze pozorovat jako nárůst RMS hodnot zrychlení pro buzení harmonickými signály – vyšší hmotnost má za následek pokles f_{0_1}, tedy i vyšší citlivost na buzení signálem o nízké frekvenci, viz vzorec 7.8. Analogicky platí i pro snížení hmotnosti. Procentuální změny RMS hodnot zrychlení jsou shrnuty v tabulce 9.12; záporná čísla znamenají pokles zrychlení vůči pasivnímu tlumení pro shodnou hmotnost m_1. Absolutní hodnoty zrychlení $\ddot{q}_1$ pro nerovnost v podobě křivky lze odečíst z průběhů na obr. 9.13. Byla zachována veškerá nastavení regulátorů.

	balance logic		skyhook		groundhook		PID		LQR	
$m_1[kg]$	20	47	20	47	20	47	20	47	20	47
křivka	-12	-25	-19	-25	+27	+55	-69	-61	-79	-73
složený úsek	-2	-1	-8	-14	+40	+40	-62	-56	-73	-70
harm. sig. $f = 2{,}5Hz$	+44	-11	-12	-38	+13	+93	-53	-69	-70	-81
harm. sig. $f = 3{,}71Hz$	+13	-46	-30	-23	+104	+85	-73	-66	-83	-78
harm. sig. $f = 7Hz$	-59	-57	-25	-10	+87	+99	-77	-59	-83	-69

Tab. 9.12 Procentuelní změna RMS zrychlení oproti pasivnímu tlumení pro další hodnoty m_1.

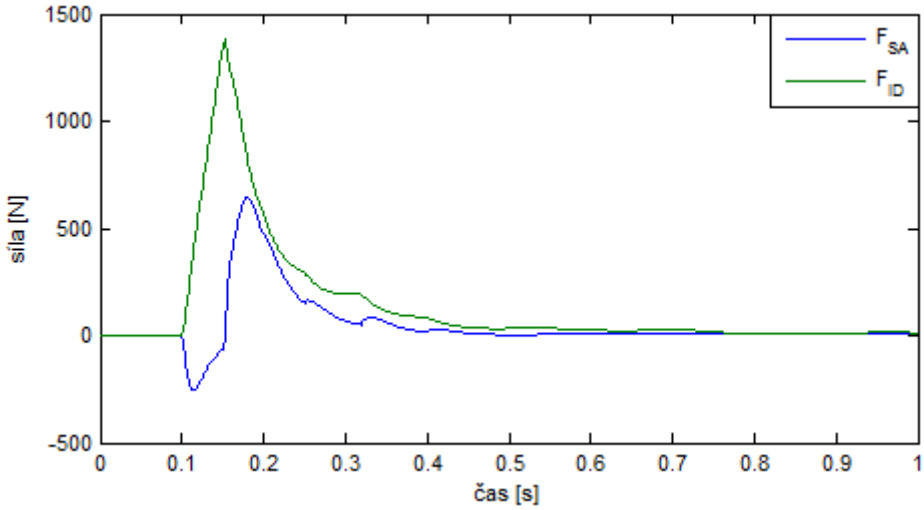


Obr. 9.13 Průběhy zrychlení pro různé hmotnosti m_1.

9.2 Připojení modelu magnetoreologického tlumiče

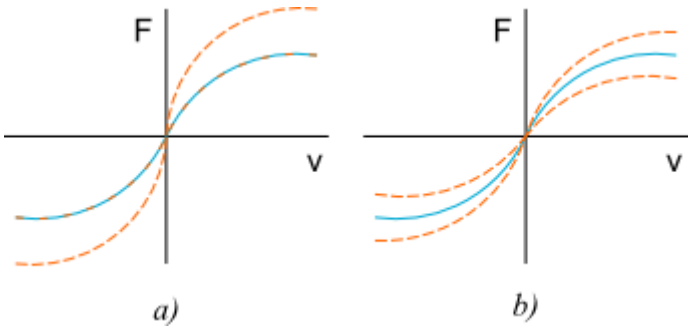
Závěrečné experimenty byly provedeny na propojených modelech magnetoreologického tlumiče a soustavy. Parametry zvolené v kapitole 8.4 a následně i hodnoty identifikovaného tlumiče LORD v [25] nevedly k přijatelné odezvě – v přímém porovnání s pasivním tlumením měly pozorované veličiny značně horší průběhy. Důvodem je neschopnost tlumiče působit silou adekvátní velikosti v příslušných okamžicích, resp. při příslušných rychlostech (návaznost na rychlostní charakteristiku).

Úpravou parametrů modelu se podařilo dosáhnout rychlejší minimalizace zrychlení a také průběhu polohy bez oscilací. Prvotní výkmit zrychlení je však stále poměrně značný. Tento jev přisuzuji počátečnímu kmitu síly tlumiče F_{sa} do pásma negativních hodnot, ke kterému dochází v okamžiku kontaktu s překážkou; viz obr. 9.14. Pozorovatelný rozdíl mezi požadovanou a skutečnou silou tlumiče je umocněn právě snahou regulátoru o dorovnání vlivu podkmitu.



Obr. 9.14 Podkmit skutečné síly tlumiče F_{sa} a ideální síla F_{id}.

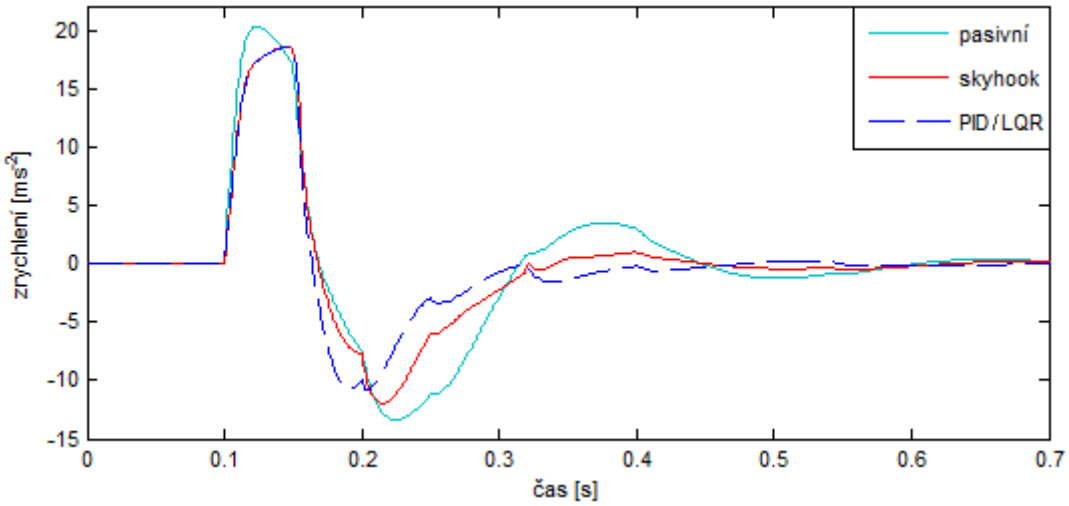
Jako výhodné se ukázalo umístění charakteristiky pasivního tlumiče nikoliv na spodní okraj pracovního rozsahu poloaktivního prvku, ale spíše do něj; viz rychlostní charakteristiky na obr. 9.15. Daní je o něco horší účinek při výpadku napájení.



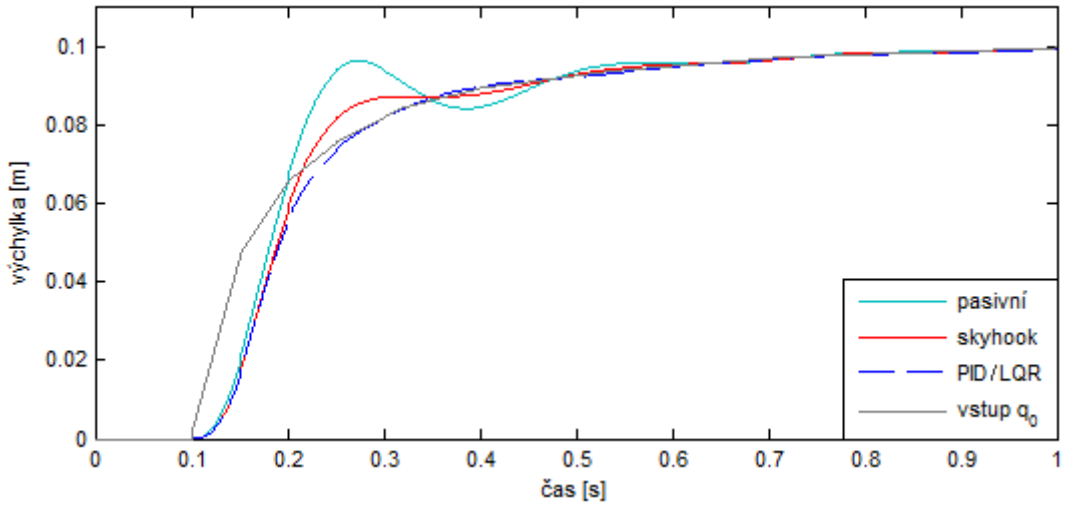
Obr. 9.15 Volba parametrů; a) původní, b) vhodnější.

Následující výsledky byly pořízeny pro tyto parametry modelu magnetoreologického tlumiče: $k_{x_a} = 290\,Ns/m\,, k_{x_b} = 780\,Ns/m\,, k_{w_a} = 10Ns/m\,, k_{w_b} = 13\,Ns/m.$

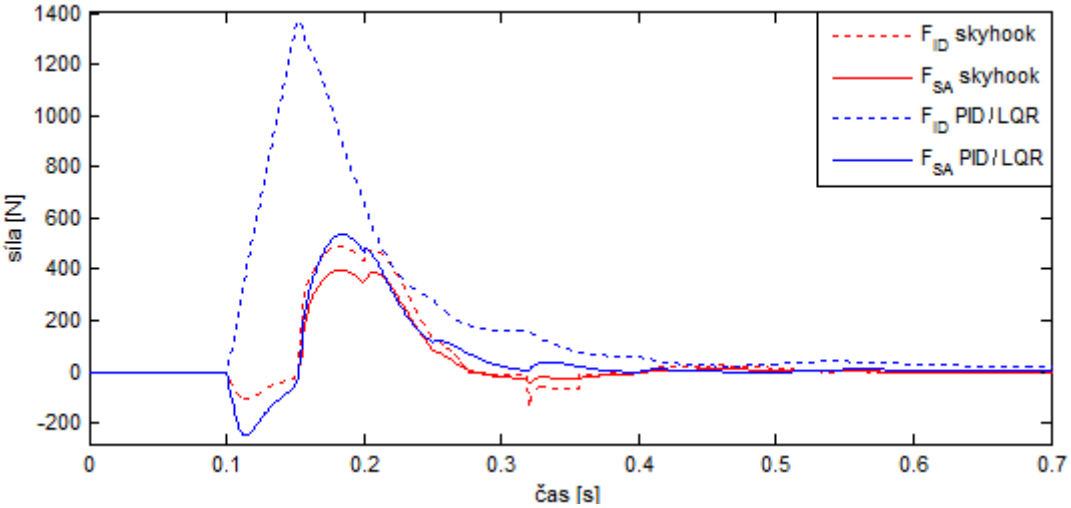
Na základě předchozího srovnání byly do této fáze simulací zařazeny pouze regulátory PID, LQR a *skyhook*. Vzhledem k téměř shodným zásahům PID a LQR jsou jejich průběhy z důvodu lepší čitelnosti v následujících grafech ztotožněny (obr. 9.16, 9.17, 9.18 a 9.19).



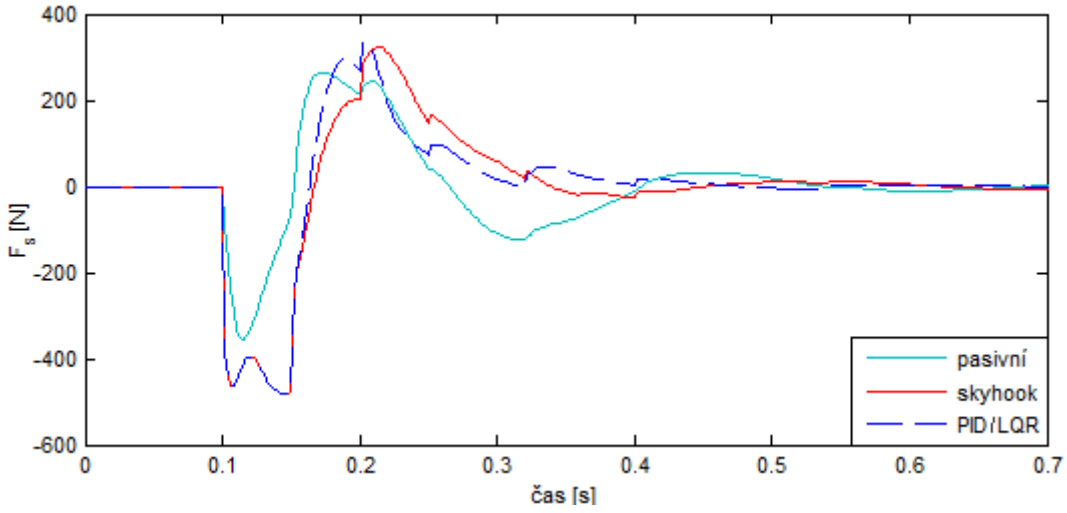
Obr. 9.16 Zrychlení odpružené hmoty; vstup: křivka.



Obr. 9.17 Výchylka odpružené hmoty; vstup: křivka.

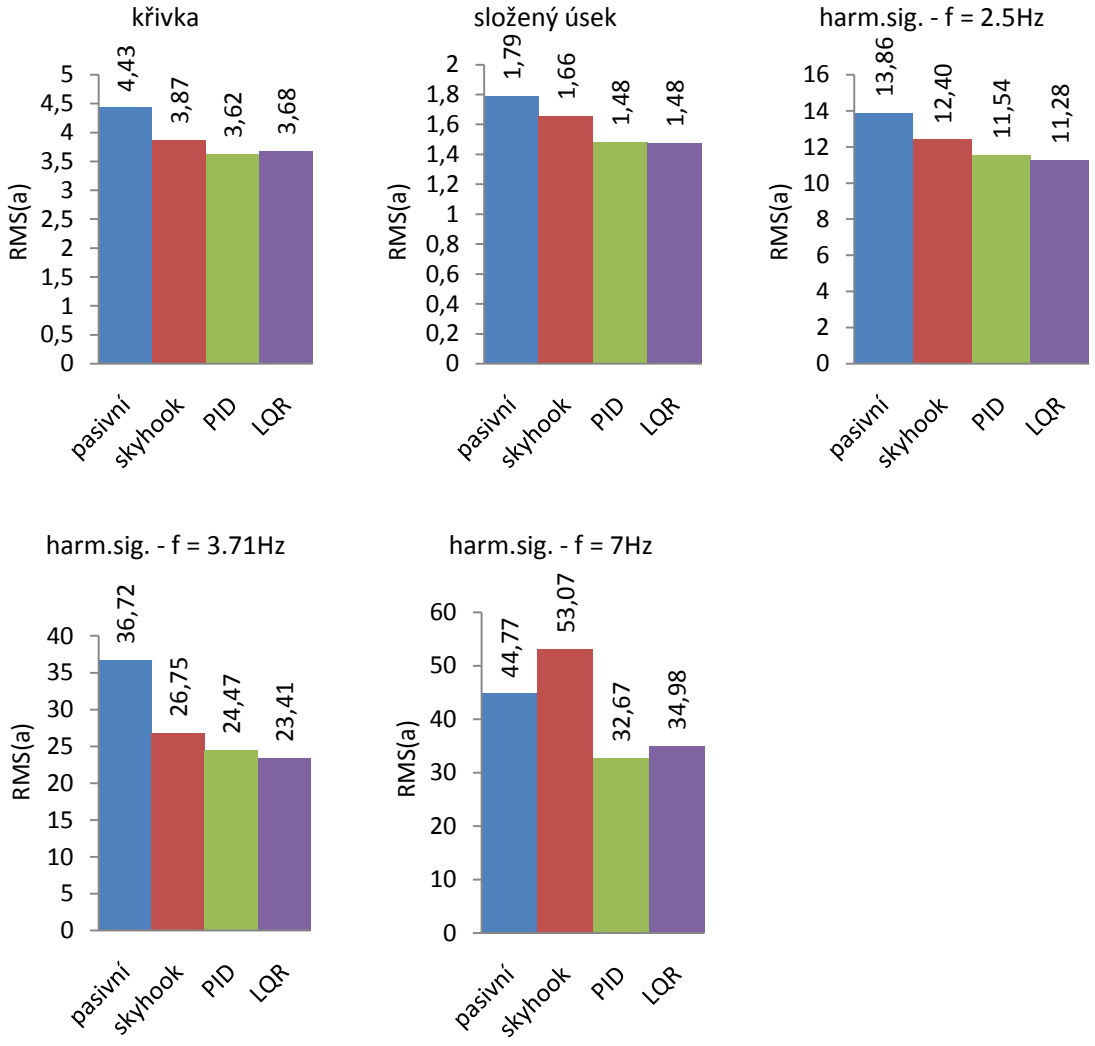


Obr. 9.18 Velikost ideálního a skutečného zásahu; vstup: křivka.



Obr. 9.19 Velikost stykové síly; vstup: křivka.

Výsledné hodnoty RMS zrychlení jsou pro vybrané metody řízení shrnuty v tabulce 9.21 a pro snazší porovnání také v následujícím grafu:



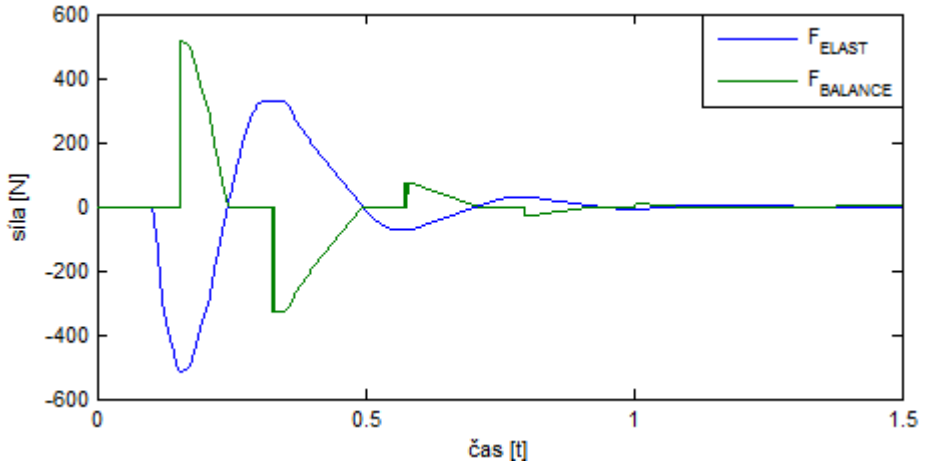
Obr. 9.20 Srovnání RMS hodnot zrychlení pro různé průběhy buzení.

	pasivní	skyhook	PID	LQR
křivka	4,43	3,87	3,62	3,68
složený úsek	1,79	1,66	1,48	1,48
harm. sig. $f = 2{,}5Hz$	13,86	12,40	11,54	11,28
harm. sig. $f = 3{,}71Hz$	36,71	26,75	24,47	23,41
harm. sig. $f = 7Hz$	44,71	53,07	32,67	34,98

Tab. 9.21 Vypočtené hodnoty RMS zrychlení pro různé průběhy buzení.

9.3 Zhodnocení výsledků

Již z úvodního porovnání řídicích metod v kapitole 9.1 je zřejmé, že výkony LQR a PID regulátorů značně předčily další vybrané strategie. Lepších výsledků bylo dosaženo ve všech sledovaných veličinách a pro veškeré volené vstupy signálu poruchy. Nízká zrychlení korespondují s velikostmi jejich zásahů F_{id} (obr. 9.6), které jsou bez kmitů a hodnoty ostatních viditelně převyšují. Pomalejší náběhy, jež jsou zřetelné v grafu výchylky odpružené hmoty (obr. 9.5), však značí jejich mírnou přetlumenost, zejména v porovnání s téměř ideálním průběhem strategie *skyhook*. Pro *skyhook* byly dodatečně provedeny další experimenty s odlišným nastavením, avšak ani tak se nepodařilo výrazněji přiblížit k výstupům zrychlení PID a LQR. Strategie *balance logic* vykazovala nápadně ostré, střídavé výkmity, které je možné pozorovat například na průběhu zrychlení nebo síly od tlumiče (obr. 9.4 a 9.6). Ty jsou důsledkem vyvažování měnící se síly od pružiny (obr. 9.22), což ostatně vyplývá i z její definice v kapitole 6.4.



Obr. 9.22 Elastická a tlumicí síla.

Následná energetická analýza v zásadě potvrzuje výše uvedené závěry. Simulace pro různé hodnoty hmotnosti hmoty m_1, provedené v kapitole 6.1.2, ukázaly nevyrovnané výkony algoritmu *balance logic*. To je patrné zejména pro buzení harmonickým signálem. Kromě strategií *groundhook* a zmíněné *balance logic* se u ostatních se neprojevily významné tendence k nestabilnímu chování nebo markantní zhoršení průběhů.

Výsledky experimentů, které byly provedeny po připojení modelu magnetoreologického tlumiče a voliče napětí, ukazují jen malé rozdíly mezi projevy řízení s pomocí *skyhook*, PID a LQR (viz obr. 9.20). Strategie *balance logic* a *groundhook* byly na základě předchozích srovnání vyloučeny z dalších simulací.

S ohledem na případnou realizaci a zajištění potřebných dat, se jako výhodnější jeví použití PID regulátoru, neboť vychází pouze z informací o zrychlení. Algoritmus *skyhook* vyžaduje znalost absolutní a relativní rychlosti. Lineárně kvadratický regulátor by bylo nutné

doplnit o estimátor stavových veličin, protože část z nich je v podstatě neměřitelná. Problematické je zejména určení rozdílu poloh neodpružené hmoty a vstupující nerovnosti.

Mezi závěry této práce a finálním návrhem samozřejmě stojí ještě mnoho dalších otazníků. Při návrhu konkrétního tlumicího zařízení by bylo vhodné respektovat limity pracovního prostoru (zdvihu) a mezi sledované veličiny zařadit také rozdíl polohy odpružené a neodpružené hmoty $(q_1 - q_2)$. Dále je nutné vést v patrnosti, že použité řešení výpočtu příslušného napětí využívá znalosti aktuální síly od poloaktivního zařízení. V neposlední řadě je třeba reflektovat nároky na napájení, provést rozhodnutí o jeho podobě (akumulátor, alternátor, rekuperace energie přímo v tlumiči) a zhodnotit celkový přínos aplikace takového zařízení. Použití pokročilých tlumicích jednotek se momentálně jeví jako výhodné zejména u speciálních jízdních kol pro disciplíny typu sjezd, freeride nebo elektrokol. Zde totiž odpadají překážky a omezení v podobě možné mírně vyšší hmotnosti a samotné závislosti na zdroji elektrické energie. Naopak rozšíření podobné technologie do řad klasických kol, by mohlo být o něco složitější.

10 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo zmapovat systémy aktivního a poloaktivního tlumení a navrhnout řešení pro zvolený dopravní prostředek – jízdní kolo. Zásadním rysem takových systémů je možnost průběžné změny jejich tlumicí charakteristiky. Ta umožňuje překlenout hlavní nedostatek pasivních tlumičů v podobě kompromisního, pevného nastavení. Aby bylo možné této výhody efektivně využít, jeví se jako klíčové zajistit adekvátní reakci na vzniklé situace. Z tohoto důvodu jsem se v této práci zaměřil na porovnání několika použitelných metod řízení.

V první fázi byl proveden rozbor současného stavu problematiky na poli aktivních a poloaktivních tlumičů. Výsledky rešerše mimo jiné ukázaly, že jakkoliv se myšlenka použití pokročilých systémů tlumení na jízdních kolech může zdát pošetilá, do této doby bylo provedeno již několik více či méně úspěšných návrhů a realizací.

Následná analýza jednotlivých konstrukčních řešení z užšího výběru záhy vyloučila čistě aktivní systémy – z důvodu značné spotřeby energie. Pro podobný neduh, tedy hůře uspokojitelné nároky na napájení, byly zavrženy také tlumiče využívající elektroreologického principu. Naproti tomu se magnetoreologické tlumiče vyznačují skladbou poměrně přívětivých vlastností a další pozornost byla proto věnována právě jim.

Zachytit jejich specifické chování lze s pomocí existujících matematických popisů. Podle nich byly postupně vytvořeny celkem čtyři modely v prostředí Matlab/Simulink. S přihlédnutím k výhodnému poměru přesnosti a malého počtu vstupních parametrů byl pro další práci posléze zvolen popis dle *viscous Dahl*. Původní záměr nastavit jeho parametry tak, aby při nulovém napětí kopíroval charakteristiku pasivního systému, se ukázal jako méně vhodný. Lepší výsledky přineslo umístění křivky pasivního tlumiče dovnitř pomyslného rozsahu tlumení poloaktivního prvku.

Pro popis soustavy byl použit čtvrtinový model automobilu, který umožňuje vyhodnocovat vertikální dynamiku připojených těles. Právě vertikální zrychlení odpružené hmoty je jeden z ukazatelů, který umožňuje porovnat řídicí metody z hlediska komfortu.

Kromě implementace několika existujících řídicích strategií byla navržena regulace pomocí PID regulátoru a lineárně kvadratického regulátoru. Výkon zvolených metod řízení byl ověřen pro různé průběhy vstupního signálu poruchy v podobě výchylky nerovnosti. Prvotní volba vyplynula z úvahy o nájezdu na obrubník nebo obdobnou překážku. Čistě skoková změna polohy se záhy ukázala být jako značně nevhodná, neboť vedla na nereálně vysoká zrychlení sledované hmoty (přes desetinásobek gravitačního zrychlení), a právě z tohoto důvodu byla nahrazena křivkou o shodném převýšení. Přejezd několika drobných nerovností reprezentuje série průběhů ve tvaru rampy. Frekvence harmonického buzení byla nejprve záměrně zvolena jako vlastní frekvence odpružené hmoty a za účelem srovnání posléze také jako vybraná hodnota z blízké podrezonanční a nadrezonanční oblasti. Se záměrem zohlednit různé podmínky, byly následně nastaveny různé hodnoty hmotnosti odpruženého tělesa, které napodobovaly změny v rozložení hmoty, podobně jako při skutečné jízdě.

Zvolené metody řízení byly posouzeny z pohledu zrychlení a polohy odpružené hmoty, síly potřebné pro zásah, stykové síly a mechanické energie. Po porovnání výsledných průběhů vychází nejlépe stavové LQR řízení, které těsně následuje PID regulace. Z hlediska snazší realizace se (i přes mírně horší výkony) jeví jako výhodnější právě PID regulátor. V případě volby lineárně kvadratického regulátoru by bylo nutné navrhnout pozorovatele soustavy, neboť některé stavové veličiny jsou jen obtížně měřitelné.

Vzhledem k nedostupnosti vyvíjeného měřícího prostředku jsem byl nucen upustit od záměru provést měření na skutečném jízdním kole. Získaná data měla být v prvé řadě použita pro verifikaci vytvořeného modelu soustavy a návrh vhodného řešení. Ověření správnosti by spočívalo v získání výsledků ze snadno modelovatelných situací (např. zmíněný přejezd obrubníku), porovnání s výstupy simulací a provedení patřičných úprav modelu, případně jeho vstupních parametrů. Následovala by snaha o postihnutí pokud možno co největšího množství věrohodných scenárií, za účelem získání širokého spektra hodnot. Ty by posléze mohly být použity jako vodítko pro zvýšení kvality a robustnosti regulátorů (PID, LQR) nebo podklad pro

návrh fuzzy regulace.

Pro další práci se jako klíčové jeví zmíněné získání skutečných průběhů a jejich konfrontace s výsledky počítačového experimentu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] Bose Corporation. *Bose Suspension System* [online]. c2011, [cit 2011-02-10]. Dostupné z: < http://www.bose.com/controller?url=/automotive/bose_suspension/index.jsp>.

[2] BeijingWest Industries Co., Ltd. *BSRTD Controlled Suspension Systems* [online]. c2011, [cit. 2011-01-14]. Dostupné z: <http://www.bwigroup.com/static/suspension_bsrtd/>.

[3] BREESE, D. G., GORDANINEJAD, F. Semi-Active, Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers for Mountain Bicycles. In *International Journal of Vehicle Design, Vol. 33*. 2003, s. 128–138.

[4] ERICKSEN, E. O., GORDANINEJAD, F. A Magneto-Rheological Fluid Shock Absorber for an Off-Road Motorcycle. In *International Journal of Vehicle Design, Vol. 33*. 2003, s. 138–152.

[5] GRAVATT, J. *Magneto-Rheological Dampers for Super-sport Motorcycle Applications*. Blacksburg, VA: Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 2003. 82 s.

[6] LORD Corporation. *LORD Magneto-Rheological (MR)* [online]. c2011, [cit 2011-01-12]. Dostupné z: <http://www.lord.com/Products-and-Solutions/Magneto-Rheological-%28MR%29.xml>.

[7] Cannondale Bicycle Corporation. *Official site of Cannondale Bicycles, maker of Road Bikes, Mountain Bikes, and Recreation Bikes.* [online]. c2011, [cit 2011-01-19]. Dostupné z: <http://www.cannondale.com>.

[8] Cannondale Bicycle Corporation. *Cannondale Tech SIMON* [online]. [cit 2010-12-19]. Dostupné z: <http://www.mtb-news.de/forum/showthread.php?t=423546>.

[9] FIELD, K. *Future Shock* [online]. January 1, 2010, [cit 2011-01-10]. Dostupné z: <http://www.designnews.com/article/443620-Future_Shock.php>.

[10] K2 Bike. c2011, [cit 2011-01-10]. Dostupné z: <http://www.eccyclesupply.com/k2bikes/>.

[11] K2 Bike. *Smart Shock Tech Sheet* [online]. [cit 2011-01-10]. Dostupné z: < http://www.neebu.net/~khuon/cycling/bikes/K2/1999-OzM/smartshock.html>.

[12] ASHLEY, S. *Digital Dampers* [online]. c1998, [cit 2011-01-10]. Dostupné z: <http://www.memagazine.org/backissues/membersonly/march98/departments/input_output/input_out.html>.

[13] Specialized Bicycle Components. *Official site featuring Specialized* [online]. c2011, [cit 2011-01-10]. Dostupné z: < http://www.specialized.com/>.

[14] Shimano. *Shimano – Cycling, Fishing, Rowing* [online]. c2011, [cit 2011-01-11]. Dostupné z: < http://www.shimano.com/>.

[15] EGO Kits Deutsch. *EGO-Kits* [online]. c2011 [cit 2011-01-02]. Dostupné z: < http://www.ego-kits.com/>.

[16] LAUWERYS, C. *Control of active and semi-active suspension systems for passenger cars: Ph.D. thesis*. Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, Faculteit Toegepaste Wetenschappen, June 2005. 206 s.

[17] STOREY, L., BOURMISTROVA, A., SUBIC, A. Control over Limited-Stroke Suspensions using Jerk. In *18th World IMACS / MODSIM Congress, Cairns, Australia 13-17 July 2009*. s. 838–844.

[18] ČSN ISO 2631-1. *Vibrace a rázy - Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím: Část 1: Všeobecné požadavky*. Praha: Český normalizační institut, 1999. 36 s. Třídící znak 01 1405.

[19] VALÁŠEK, M., NOVÁK, M., ŠIKA, Z., VACULÍN, O. Externded Ground-Hook – New Concept of Semi-Active Control of Truck´s Suspension. In *Vehicle Systém Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 27*. 1997, s. 289–303.

[20] DIXON, J. C. *The Shock Absorber Handbook*. 2nd ed. John Wiley and Sons Ltd., 2007.

432 s. ISBN 978-0-470-51020-9.
[21] SPENCER, B. F., DYKE, S. J., SAIN, M. K., CARLSON, J. D. Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper. In *Journal of Engineering Mechanics, ASCE, Vol. 123*. 1996, s. 230–248.
[22] PREUMONT, A. *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*. 2nd ed. Springer, 2002. 385 s. ISBN 978-1-40200-925-9.
[23] GUGLIELMINO, E., SIRETEANU, T., STAMMERS, C. W., GHITA, G., GIUCLEA, M. *Semi-active Suspension Control: An Introduction*. 1st ed. Springer, 2008. 294 s. ISBN 978-1-84800-230-2.
[24] CARTER, A. K. *Transient Motion Control of Passive and Semiactive Damping for Vehicle Suspensions*. Blacksburg, Virginia: Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, July 15 1998. 99 s.
[25] RODRIGUEZ, A., IKHOUANE, F., RODELLAR, J., LUO, N. Modeling and identification of a small scale magnetorheological damper. In *Journal of Intelligent Materials, Systems and Structures,* vol. 20(7). 2010, s. 825-835.
[26] WILCZYNSKI, H., HULL, M. L., A Dynamic System Model for Estimating Surface-Induced Frame Loads During Off-Road Cycling. In *Journal of Mechanical Design, Vol. 116*. 1994, s. 816–822.
[27] WONG, J. Y. *Theory of ground vehicles*. 3rd ed. John Wiley and Sons, 2001. 560 s. ISBN 978-0471354611.
[28] TAYLOR, R. K., BASHFORD, L. L., SCHROCK, M. D. Methods for Measuring Vertical Tire Stiffness. In *Transaction of the ASAE, Vol. 6*. 2000, s. 1415–1419.
[29] FOX Factory Inc. *2011 FOXHelp Owners Manual* [online]. c2010, [cit. 2011-04-20]. Dostupné z: < http://www.foxracingshox.com/fox_tech_center/owners_manuals/011/index.html>.
[30] HESPANHA, J. P. *Undergraduate Lecture Notes on LQG/LQR Controller Design*. April 1, 2007. s.37.
[31] ŠVARC, I., ŠEDA, M., VÍTEČKOVÁ, M. *Automatické řízení*. Brno: CERM, 2007. 323 s. ISBN 978-80-214-3491-2.

SEZNAM CITOVANÝCH PATENTŮ

[P1] BOSE CORPORATION. *Active vehicle suspension system*. Bushko, D. A., Pare,C. A. US 7,823,891 B2. 2010-11-02.
[P2] BOSE CORPORATION. *Active vehicle suspension*. Brown, S. N. US 7,427,072 B2. 2008-09-23.
[P3] CANNONDALE BICYCLE CORPORATION. *Bicycle distributed computing arrangement and method of operation*. Song S. US 2010/0010709 A1. 2010-01-14.
[P4] CANNONDALE CORPORATION. *Electronic suspension system for a wheeled vehicle*. Franklin, J.A. US 5,971,116. 1999-10-26.
[P5] K2 BIKE INC. *Shock absorber with variable bypass damping*. Girvin, R. H., Jones, E.C. Jr. US 6,244,398 B1. 2001-06-12.
[P6] K2 BIKE INC. *Shock absorber with bypass damping*. Girvin, R. H., Jones, E.C. Jr. US 6,164,424. 2000-12-26.
[P7] K2 BIKE INC. *Shock absorber with stanchion mounted bypass damping*. Girvin, R. H., Jones, E.C. Jr. US 6,026,939. 2000-02-22.
[P8] SPECIALIZED BICYCLE COMPONENTS, INC. *Integrated Bicycle shifting and suspension system*. McAndrews, M. US 7,552,935 B2. 2009-06-30.
[P9] McANDREWS, M. *Integrated Bicycle shifting and suspension system*. US 2007/0096426 A1. 2007-05-03.
[P10] SHIMANO INC. *Bicycle suspension*. Miyoshi, H. US 6,543,799 B2. 2003-04-08.
[P11] BOHN, D. D. *Electronically controlled bicycle suspension apparatus*. US 6,050,583. 2000-04-18.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – Medium CD-R obsahující:

- Tento dokument v elektronické podobě.
  Dostupné z kořenového adresáře

- Veškeré modely komentované v hlavním dokumentu vytvořené v programu Matlab verze 7.11.0 (R2010b).
  Dostupné z adresáře ./files/matlab/

- Průběhy sledovaných veličiny ve formátu *.fig.
  Dostupné z adresáře ./files/matlab/figs