

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Omezené aktivní tlumení pérování
automobilu

Praha, 2008

Josef Kolář

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

V Praze dne _____

podpis

Poděkování

Děkuji především vedoucímu diplomové práce doc. Antonínu Stříbrskému za cenné připomínky během vzniku této práce. Dále děkuji svým rodičům za podporu a trpělivost nejen při psaní diplomové práce, ale i během celého studia. V neposlední řadě děkuji Mgr. Soně Vinopalové za důkladné přečtení textu.

Abstrakt

Cílem diplomové práce je navrhnout postup rekuperace energie ze systému aktivního tlumení pro různé povrchy vozovky.

Aktivní tlumení je zavedeno jako prostředek pro zlepšení jízdních vlastností a komfortu vozidla. Celý systém aktivního tlumení je značně energeticky náročný, a proto je třeba nalézt způsob, jak energii ušetřit, případně získat zpět. Protože aktivní tlumič je tvořen lineárním motorem, je možno ho provozovat v určitých stavech v generátorovém režimu a vyrábět elektrickou energii. Tuto energii lze skladovat a následně použít pro pohyb motoru v době, kdy pracuje v motorovém režimu, tj. tlumí.

Celá práce je složena ze dvou částí. V první části jsou sestaveny modely pro různé reálné povrchy. V druhé části jsou modely povrchů použity jako vstupy do tlumící soustavy a pro celý systém je navržen regulátor. Pro zajištění dostatečné robustnosti řízení je navržen regulátor \mathcal{H}_∞ . Model automobilu je reprezentován tzv. čtvrtinovým modelem vozidla, který obsahuje tlumič, pružinu, lineární motor a čtvrtinu hmotnosti vozidla.

Abstract

The aim of the diploma thesis is to project the procedure of energy recovery from the system of active suspension for various surface of road.

The active suspension was established as a help for better driving properties and vehicle comfort. The whole system of active suspension is very energy-consuming therefore it is important to find the way, how to spare the energy, perhaps even to recuperate it. By reason that active suspension is created with linear motor, it is possible to perform to generator mode in some states and to generate electric energy. This energy is possible to store and then to use for the motor move at a time when it performs in motor mode (suspension).

The whole thesis is composed of two parts. The model for various real surfaces is assembled in the first part. In the second part, the models of surfaces are used as input for suspension system and there is proposed regulator for the system. Because of provision of robustness the regulator is \mathcal{H}_∞ type. The vehicle model is represented by so-called quarter vehicle model that includes damper, spring, linear motor and quarter of vehicle weight.

Obsah

Seznam obrázků	vi
Seznam tabulek	viii
1 Úvod	1
2 Popis soustavy	3
2.1 Model	3
2.2 Stavový popis	4
2.3 Chování systému	5
3 Nerovnosti	7
3.1 Návrh nerovností	7
3.2 Typy nerovností	10
4 Řízení soustavy	16
4.1 Vážení \mathcal{H}_∞	16
4.2 Stabilita perturbovaných systémů	17
4.3 Řízení energie	20
5 Návrh regulátoru	22
5.1 Návrh regulátoru	22
5.2 Vážení	25
5.3 Porovnání regulátorů	26
5.4 Test robustnosti	32
5.5 Výsledky	32
5.6 Souhrn vlastností	41
6 Závěr	44
7 Příloha A - Simulační schéma	I
8 Příloha B - Obsah přiloženého CD	II

Seznam obrázků

1	Čtvrtinový model automobilu.	3
2	Amplitudová frekvenční charakteristika	5
3	Dráha vrhu vodorovného	8
4	Vliv velikosti kola na překonání překážky	9
5	Postup návrhu nerovnosti	10
6	Průběh rychlosti povrchu I.	12
7	Průběh polohy povrchu I.	12
8	Průběh rychlosti povrchu II.	13
9	Průběh polohy povrchu II.	13
10	Průběh rychlosti povrchu III.	14
11	Průběh polohy povrchu III.	14
12	Průběh rychlosti povrchu IV.	15
13	Průběh polohy povrchu IV.	15
14	Zpětnovazební systém s váhami	16
15	M - Δ smyčka pro analýzu stability	18
16	Multiplikativně perturbovaný systém	19
17	Aditivně perturbovaný systém	19
18	Schéma rozšířeného systému	22
19	Váhové funkce \dot{z}_b a F_a	26
20	Nevhodně nastavený systém	27
21	Amplitudové frekvenční charakteristiky přenosu $z_r \rightarrow \dot{z}_b$	28
22	Porovnání odezvy \dot{z}_b na jednotkový skok rychlosti nerovnosti	29
23	Porovnání odezvy F_t na jednotkový skok rychlosti nerovnosti	30
24	Porovnání odezvy F_a na jednotkový skok rychlosti nerovnosti	30
25	Porovnání odezvy E na jednotkový skok rychlosti nerovnosti	31
26	Odezva \dot{z}_b systému na povrch I, $v_0 = 5m.s^{-1}$, (detail)	33
27	Odezva F_t systému na povrch I, $v_0 = 5m.s^{-1}$	34
28	Odezva E a F_a systému na povrch I, $v_0 = 5m.s^{-1}$	34
29	Odezva \dot{z}_b systému na povrch I, $v_0 = 20m.s^{-1}$, (detail)	35
30	Odezva F_t systému na povrch I, $v_0 = 20m.s^{-1}$	36
31	Odezva E a F_a systému na povrch I, $v_0 = 20m.s^{-1}$	36

32	Odezva \dot{z}_b systému na povrch II, $v_0 = 5m.s^{-1}$, (detail)	37
33	Odezva F_t systému na povrch II, $v_0 = 5m.s^{-1}$	37
34	Odezva E a F_a systému na povrch II, $v_0 = 5m.s^{-1}$	38
35	Odezva \dot{z}_b systému na povrch II, $v_0 = 20m.s^{-1}$, (detail)	38
36	Odezva F_t systému na povrch II, $v_0 = 20m.s^{-1}$	39
37	Odezva E a F_a systému na povrch II, $v_0 = 20m.s^{-1}$	39
38	Odezva \dot{z}_b systému na povrch III, $v_0 = 20m.s^{-1}$	40
39	Odezva F_t systému na povrch III, $v_0 = 20m.s^{-1}$	40
40	Odezva E a F_a systému na povrch III, $v_0 = 20m.s^{-1}$	41
41	Odezva \dot{z}_b systému na povrch IV	42
42	Odezva F_t systému na povrch IV	43
43	Odezva E a F_a systému na povrch IV	43
44	Simulační schéma	I

Seznam tabulek

1	Nastavení váhových konstant	25
2	Nastavení váhových funkcí	26
3	Energetická náročnost regulátorů	29
4	Energetická náročnost povrchů I - III	35
5	Energetická náročnost povrchu IV	41

1 Úvod

Při jízdě automobilem vznikají vlivem nerovností vozovky vibrace, které se nepříznivě projevují na jízdnicích vlastnostech vozidla. Za účelem potlačení těchto negativních vlivů byla zavedena tlumící soustava.

Základní požadavky, které na tuto soustavu klademe, je zlepšení jízdnicích vlastností a zvýšení komfortu posádky vozidla. Jízdnicí vlastnosti lze definovat jako dosažení stability a říditelnosti vozidla při jeho naklánění během průjezdu zatáčkami a předklánění v důsledku brždění či zrychlování. Jízdnicí komfort chápeme jako omezení překmitu polohy karosérie automobilu a jako míru potlačení zrychlení karosérie při působení změny polohy nerovnosti na kolo vozidla. Jízdnicí vlastnosti také ovlivňuje velikost přítlaku kola na vozovku. Jak je vidět, požadavky na komfort a jízdnicí vlastnosti působí vzájemně proti sobě. Pro splnění požadavků na jízdnicí vlastnosti je třeba tužší tlumení, pro lepší jízdnicí komfort je výhodnější tlumení měkčí. Nastavení tlumících konstant je tedy kompromisem mezi výše uvedenými požadavky.

V současné době je nejrozšířenější tzv. pasivní tlumení, které se skládá z pružiny a tlumiče. Tento systém tlumení má však neměnné parametry, a proto stále stejnou měrou ovlivňuje jízdnicí vlastnosti vozidla. Jeho výhodou je však jednoduchost, spolehlivost a nízká cena. Aby bylo možné měnit tuhost tlumící soustavy za jízdy, bylo zavedeno aktivní tlumení.

Aktivní tlumení se skládá z pasivní tlumící soustavy (pružina, tlumič) a řízeného zdroje síly, který je realizován lineárním elektromotorem. Díky lineárnímu motoru jsme schopni dynamicky měnit tuhost tlumící soustavy a tím zajistit vhodné nastavení tlumení podle potřeby. Při návrhu regulátoru motoru je třeba vzít v úvahu, že všechny parametry tlumící soustavy nejsou stálé a mohou se měnit. Patří sem například opotřebení tlumiče, stárnutí pružiny, aktuální zatížení vozidla, či pouhá změna tlaku v pneumatikách. Z toho jasně vyplývá požadavek dostatečné robustnosti regulátoru. Celá výše popsaná úloha aktivního tlumení již byla uspokojivě vyřešena a otestována na standardních testovacích funkcích, např. jednotkovém skoku nebo bílém šumu. Protože však činnost zvoleného akčního členu je velmi energeticky náročná a automobily by nebyly schopné zajistit dostatečný přísun energie, vznikl nový požadavek na tuto soustavu - úspora a rekuperace energie. Tuto úlohu nazýváme omezené aktivní tlumení.

Úloha omezeného aktivního tlumení vychází z toho, že lineární motor v tlumiči může za určitých podmínek pracovat v generátorovém režimu a tak vyrábět elektrickou energii. Tuto energii je možné skladovat a následně použít pro pohyb motoru v době, kdy pracuje v motorovém režimu (tlumení).

Ve své diplomové práci se nezabývám energetickou rozvahou systému, tj. rozvahou doby práce v generátorovém režimu tak, aby byl schopen dodat dostatek energie pro motorový režim. Úkolem je navrhnout a nastavit regulátor tak, aby byl schopen splňovat požadavky na komfort jízdy, zlepšení jízdních vlastností, robustnost řízení a návratnost energie. Pro praktický význam nastavení regulátoru je nutné mít k dispozici reálné vstupy do systému. Proto je prvním úkolem tyto vstupy (nerovnosti vozovky) namodelovat. Výsledkem diplomové práce tak bude doporučené nastavení regulátoru pro různé druhy povrchů vozovky.

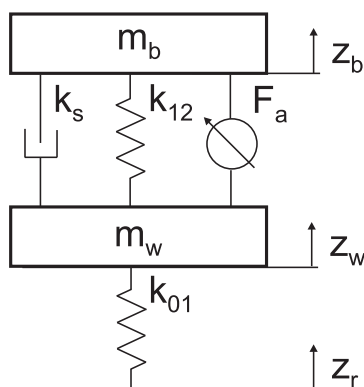
Pro výpočty regulátorů a simulace funkce soustavy je použit program *Matlab* ver. 6.5. a jeho součást *Simulink*. V návrhu pracuji s příkazy z nástaveb *Matlabu Control System Toolbox* a *Robust Toolbox*.

2 Popis soustavy

V této kapitole je odvozen a popsán model čtvrtiny vozidla. Tento popis je uveden v literatuře [1]. Zde je doplněn a zkrácen, aby byly zavedeny základní veličiny a vztahy v soustavě, které budou dále používány. Čtvrtinový model je základním popisem aktivní tlumící soustavy, který sice plně nepopisuje vozidlo, ale pro potřeby této práce je zcela vyhovující.

2.1 Model

Schéma modelu čtvrtiny automobilu je na obrázku 1.



Obrázek 1: Čtvrtinový model automobilu.

Význam jednotlivých symbolů (u konstant i jejich hodnoty) je následující:

z_r ... poloha nerovností vozovky,

z_w ... poloha osy kola,

z_b ... poloha odpružené části automobilu,

F_a ... síla vyvíjená zdrojem síly,

m_b ... hmotnost čtvrtiny odpružené části automobilu = $380kg$,

m_w ... hmotnost kol a neodpružené části automobilu = $20kg$,

k_s ... konstanta tlumení tlumiče = $1233Nsm^{-1}$,

k_{01} ... konstanta tuhosti pružícího charakteru pneumatiky = $115kNm^{-1}$,

k_{12} ... konstanta tuhosti pružiny = $22,7kNm^{-1}$.

Všechny parametry systému odpovídají skutečným parametrům vozidla.

Celý model pak může být popsán následujícími diferenciálními rovnicemi:

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_b &= F_a - k_{12}(z_b - z_w) - k_s(\dot{z}_b - \dot{z}_w), \\ m_w \ddot{z}_w &= -F_a + k_{12}(z_b - z_w) - k_{01}(z_w - z_r) + k_s(\dot{z}_b - \dot{z}_w). \end{aligned} \quad (1)$$

2.2 Stavový popis

Stavové proměnné jsou zvoleny následujícím způsobem:

$$\begin{aligned} x_1 &= z_b - z_w, \\ x_2 &= z_w - z_r, \\ x_3 &= \dot{z}_b, \\ x_4 &= \dot{z}_w, \\ u_1 &= \dot{z}_r, \\ u_2 &= F_a. \end{aligned}$$

Stavový popis pak vypadá takto:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_3 - x_4, \\ \dot{x}_2 &= x_4 - u_1, \\ \dot{x}_3 &= -\frac{k_{12}}{m_b}x_1 - \frac{1}{m_b}u_2, \\ \dot{x}_4 &= -\frac{k_{12}}{m_w}x_1 - \frac{k_{01}}{m_w}x_2 - \frac{1}{m_w}u_2. \end{aligned} \quad (2)$$

Pokud chceme rovnice přepsat do standardního maticového tvaru (s rozepsanými vstupy) $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}_1u_1 + \mathbf{B}_2u_2$, jsou jednotlivé matice rovny:

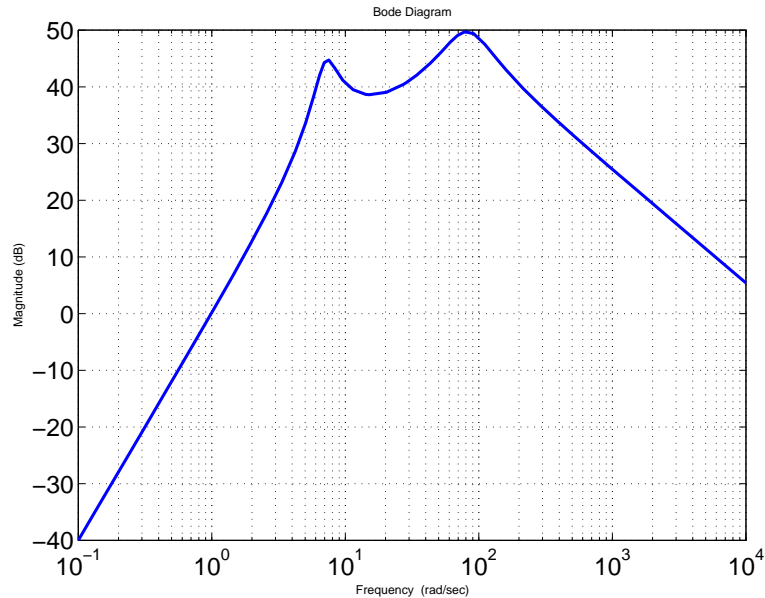
$$\begin{aligned} \mathbf{A} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_{12}}{m_b} & 0 & -\frac{k_s}{m_b} & \frac{k_s}{m_b} \\ \frac{k_{12}}{m_w} & -\frac{k_{01}}{m_w} & \frac{k_s}{m_w} & -\frac{k_s}{m_w} \end{bmatrix}, \\ \mathbf{B}_1 &= \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_b} \\ -\frac{1}{m_w} \end{bmatrix}.$$

2.3 Chování systému

Chování systému, tj. komfort jízdy a jízdní vlastnosti, lze nejlépe vystihnout pomocí grafických charakteristik.

Prvním kritériem pro posouzení komfortu jízdy je přenos od odchyly, resp. od rychlosti poruchy vozovky na zrychlení odpružené části automobilu. Toto dobře zobrazuje amplitudová část frekvenční charakteristiky přenosu od odchyly poruchy vozovky na zrychlení odpružené části (obr. 2).



Obrázek 2: Amplitudová frekvenční charakteristika

Druhým kritériem pro posouzení komfortu jízdy je odezva odchyly nerovnosti vozovky na odchyly odpružené části. Vzhledem k matematickému modelu je však simulována odezva rychlosti nerovnosti na rychlost odpružené části. Výsledná charakteristika je samozřejmě stejná, neboť se jedná o lineární systém, a je možné tedy zderivovat obě strany, vstupní i výstupní. Řešení rovnice se tím nezmění. Tato

úprava je provedena kvůli implementaci do MatLabu a numerické stabilitě výpočtu. Linearity a derivace rovnice je i nadále využito při dalších simulacích.

Pro srovnání jízdních vlastností je použita odezva změny tíhové síly na rychlost poruchy vozovky, která vlastně určuje přilnavost pneumatik k vozovce.

Posledním sledovaným parametrem je energetická náročnost systému. Ta je získána jako integrál okamžitého výkonu motoru na časovém intervalu, viz. kap 4.3. Energetická náročnost je tedy reprezentována především konečnou hodnotou, nikoliv celým průběhem.

3 Nerovnosti

V této kapitole jsou navrženy modely reálných povrchů vozovky. Návrh nerovností je velmi důležitou součástí celé práce, protože na základě těchto modelů, které reprezentují vstupy do soustavy, se provádí testování navržených regulátorů. Všechny navržené modely mají předlohu ve skutečném světě.

3.1 Návrh nerovností

Při návrhu nerovností je nutné si uvědomit, že vstupem do systému aktivního tlumení je rychlost poruchy. Cílem tedy je realizovat časový průběh rychlosti poruchy, který bude odpovídat poloze nerovnosti. Poloha je dána jako integrál rychlosti na časovém intervalu, každou změnu polohy je možné simulovat prostřednictvím pulsu rychlosti. Šířka pulsu rychlosti je dána délkou hrany nerovnosti ve směru osy x dělenou rychlostí vozidla. Je to vlastně doba přejezdu přes danou část nerovnosti. Výška pulsu určuje rychlost integrace, tj. musí být úměrná ploše pulsu. Tedy platí:

$$vn = sp \cdot vp , \quad (3)$$

kde

sp ... je šířka pulsu rychlosti [s],

vp ... je výška pulsu rychlosti [$m \cdot s^{-1}$],

vn ... je výška nerovnosti [m].

Setrvačnost

Pokud jede vozidlo určitou rychlostí a dojde k prudkému poklesu nerovnosti (např. díra v silnici), má kolo díky setrvačnosti tendenci pokračovat ve směru původního pohybu a dochází ke ztrátě kontaktu kola s vozovkou. V tuto chvíli se kolo pohybuje po dráze, která je složena ze dvou pohybů - pohybu v původním směru jízdy vozidla a pohybu, který odpovídá volnému pádu. Trajektorií pohybu je parabola s vrcholem v místě, kde vozidlo opustilo vozovku. Fyzikálně se jedná se o vrh vodorovný (obr.3). Pro jednoduchost je parabola nahrazena přímkou.

Vrh vodorovný je popsán následujícími fyzikálními vztahy:

$$x = v_0 t , \quad (4)$$

$$y = h - \frac{1}{2}gt^2, \quad (5)$$

$$d = v_0 \sqrt{\frac{2h}{g}}. \quad (6)$$

Význam použitých symbolů je následující:

x ... délka hodu v čase t ,

y ... výška hodu v čase t ,

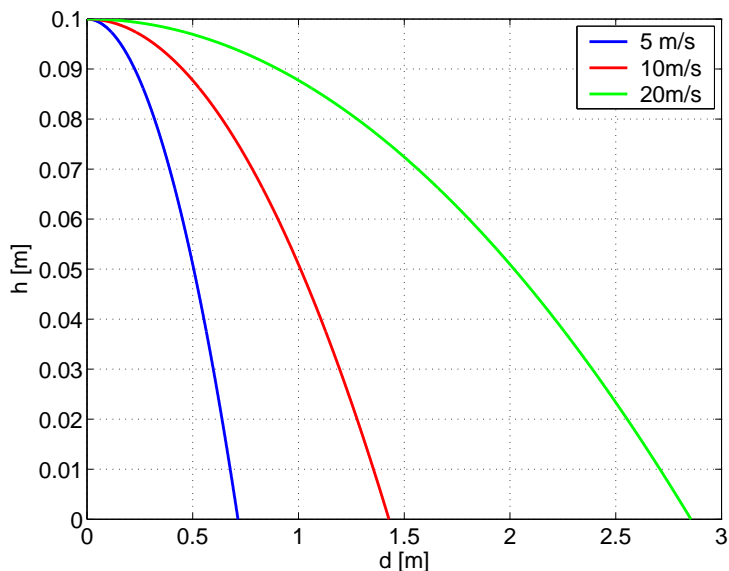
v_0 ... počáteční rychlost,

g ... gravitační zrychlení = $9.81ms^{-1}$,

h ... celková výška hodu [m],

d ... celková délka hodu [m],

t ... čas [s].



Obrázek 3: Dráha vrhu vodorovného

Velikost kola

Posledním prvkem, který má vliv na modelování povrchů, je velikost kola. Kola s větším průměrem mají lepší schopnost překonat hrany nerovností. Technicky řečeno, většímu kolu je při přejezdu přes hranu nerovnosti udělena menší rychlost v kolmém směru. Druhým vlivem je, že v případě nerovnosti typu díra, dochází

u většího kola k menšímu propadu. Matematický popis je zřejmý z obrázku 4, platí zde Pythagorova věta:

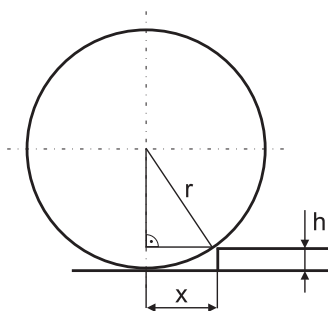
$$x = \sqrt{r^2 - (r - h)^2}, \quad (7)$$

kde

x ... je zkrácení nerovnosti [m],

r ... je poloměr kola [m],

h ... je výška nerovnosti [m].



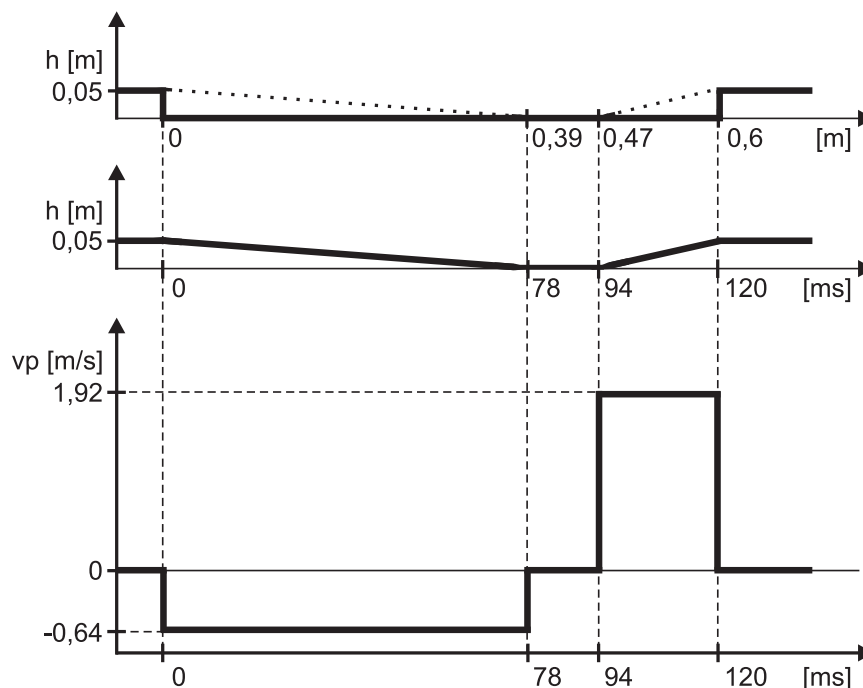
Obrázek 4: Vliv velikosti kola na překonání překážky

Příklad návrhu nerovnosti

Obrázek 5 znázorňuje, jak postupovat při návrhu nerovnosti. Na obr. 5a je znázorněna nerovnost. Jedná se o prohlubeň obdélníkového tvaru o délce $0,6m$ a hloubce $5cm$, uvažovaná rychlost je $5m.s^{-1}$, průměr kola $0.6m$. Na obr. 5b je tato nerovnost doplněna o korekce (vodorovný vrh, velikost kola) a uvedeno její rozložení v čase. Na posledním obrázku 5c je zobrazen odpovídající průběh rychlosti.

Je zřejmé, že od určitých rychlostí a určitých velikostí nerovností, není vhodné a někdy i možné všechny nerovnosti navrhovat pomocí výše uvedeného postupu. Takový povrch se nahrazuje bílým šumem, který se nejvíce blíží reálným povrchům.

Nyní jsou již známy všechny parametry, které je třeba brát v úvahu při návrhu povrchu vozovky. Jak je vidět z předchozích odstavců, jsou jednotlivé modely povrchů závislé na rychlosti vozidla, proto je nutné pro každou nerovnost sestavit nový model odpovídající rychlosti vozidla. Povrchy jsou navrženy pro rychlosti $5, 10$ a $20m.s^{-1}$, resp. $18, 36$ a $72km.h^{-1}$ a průměru kola $0,6m$.



Obrázek 5: Postup návrhu nerovnosti

3.2 Typy nerovností

V této podkapitole jsou uvedeny všechny modely nerovností, které jsou použity pro simulaci. Každý z uvedených modelů má svoji předlohu v reálném světě. Ke každé nerovnosti je pro ilustraci zobrazen průběh polohy a rychlosti nerovnosti, vždy pro rychlost vozidla $5m.s^{-1}$.

Povrch I.

První model představuje úsek s tzv. vlnami. Tento povrch se vyskytuje v místech, kde dochází ke zpomalování těžkých nákladních vozidel, např. před křižovatkami. Tento model reprezentuje povrch náročný na udržení jídních vlastností a komfortu vozidla, neboť zde dochází k rychlým změnám směru \dot{z}_b .

Povrch II.

Druhý model představuje rovný asfaltový úsek s občasnými nerovnostmi, např. díry, kanály. Tento povrch představuje úsek nerovností, kde je možné nastavit systém tak, aby spotřebovával menší množství energie než v předchozím případě, ale zároveň

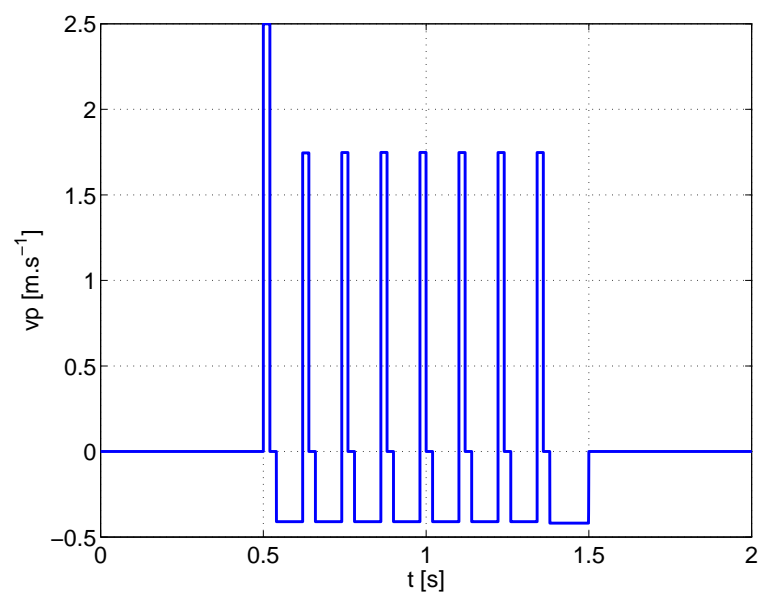
byl schopen zajistit požadavky na kvalitu jízdy.

Povrch III.

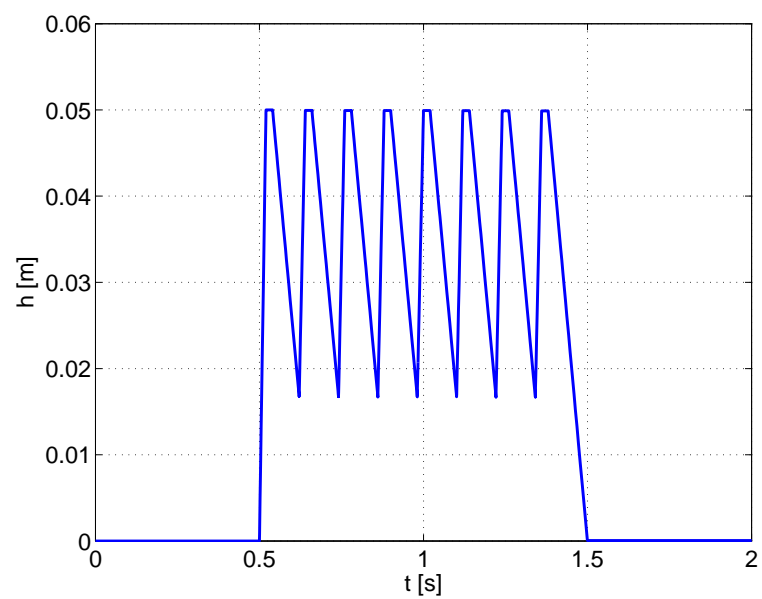
Třetí nerovnost představuje hladký asfaltový povrch. Protože případné nerovnosti jsou malé, je celý povrch modelovaný pouze bílým šumem. Povrch je navržen pouze pro rychlost $20m.s^{-1}$ z důvodu stejných vlastností vstupního signálu pro různé rychlosti vozidla. Tento model má reprezentovat povrch, při jehož přejezdu není nutné aktivně tlumit a systém by měl být schopen dodávat elektrickou energii.

Povrch IV.

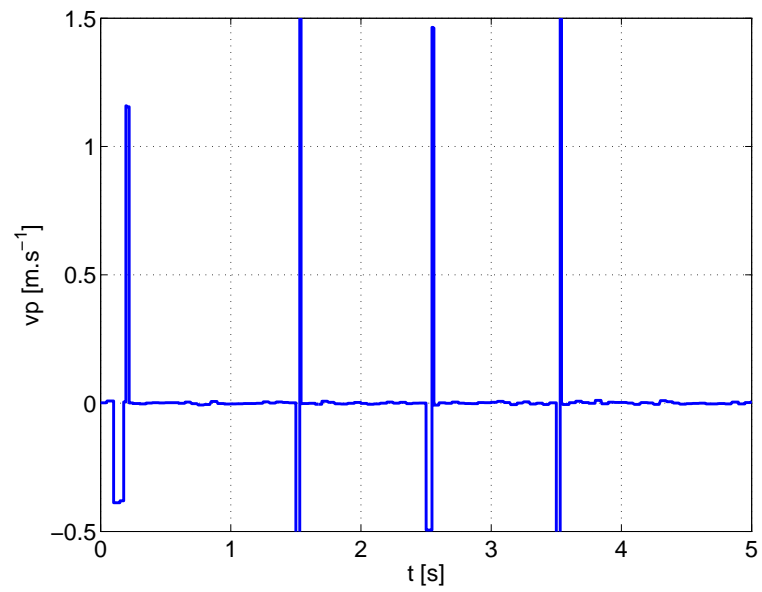
Poslední nerovnost je skutečný změřený povrch, nejedná se tedy o model. Průběh je měřený při rychlosti $20 m.s^{-1}$. Na tomto povrchu jsou testována všechna tři nastavení systému.



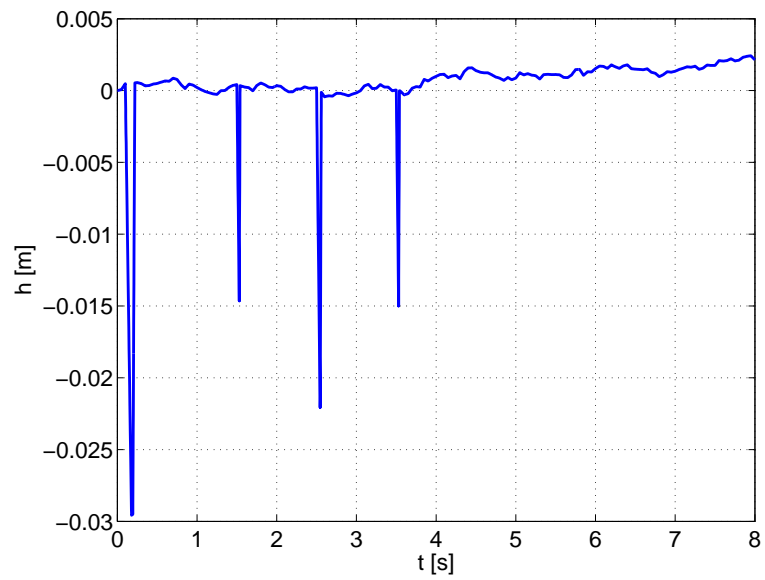
Obrázek 6: Průběh rychlosti povrchu I.



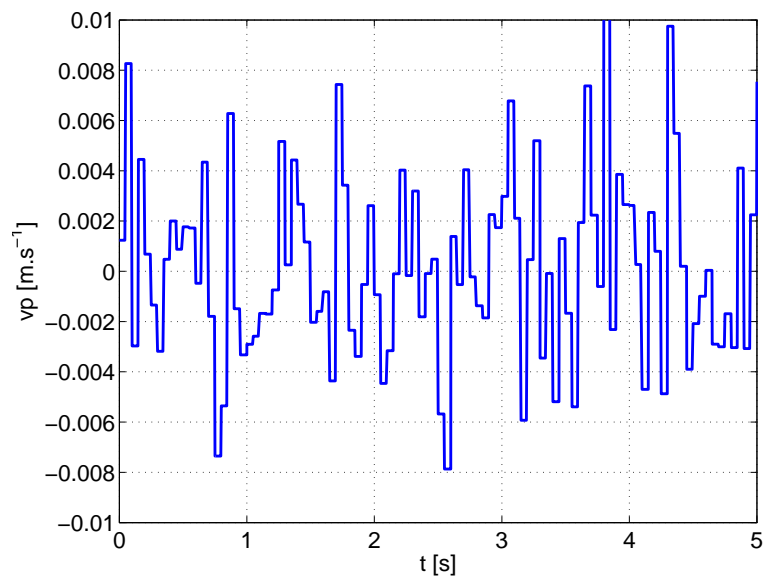
Obrázek 7: Průběh polohy povrchu I.



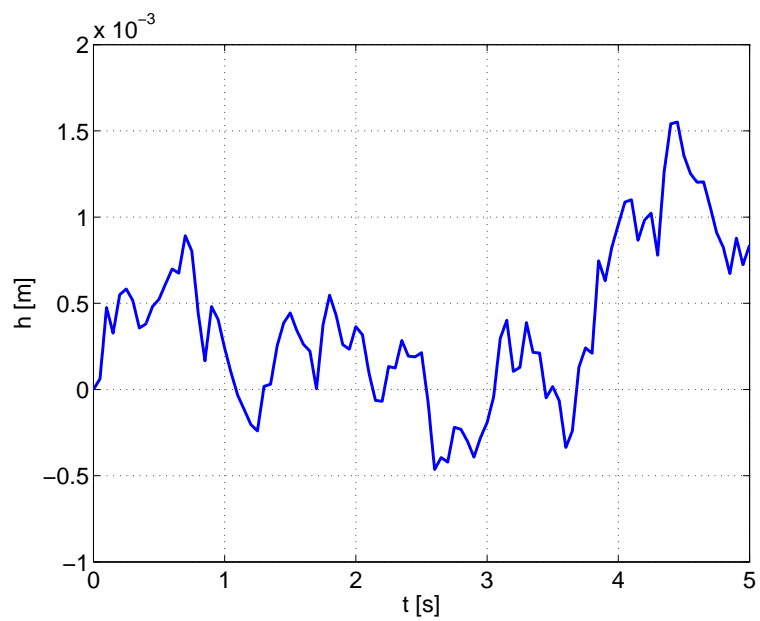
Obrázek 8: Průběh rychlosti povrchu II.



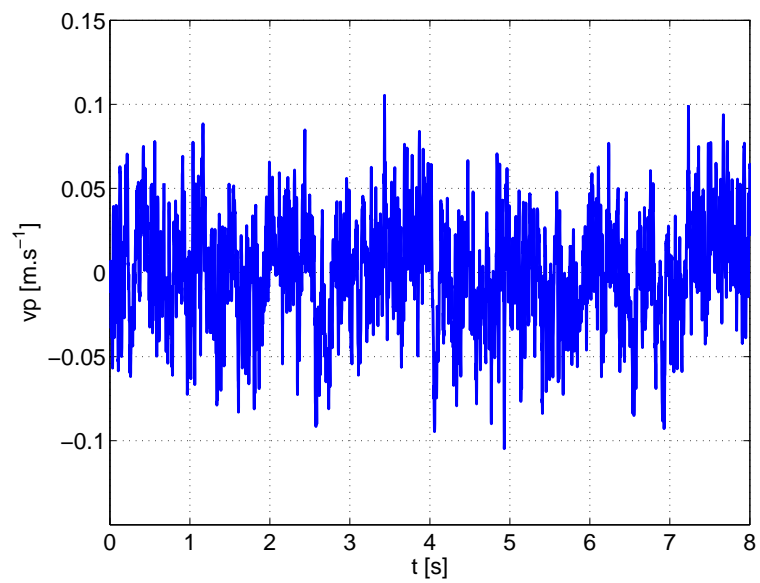
Obrázek 9: Průběh polohy povrchu II.



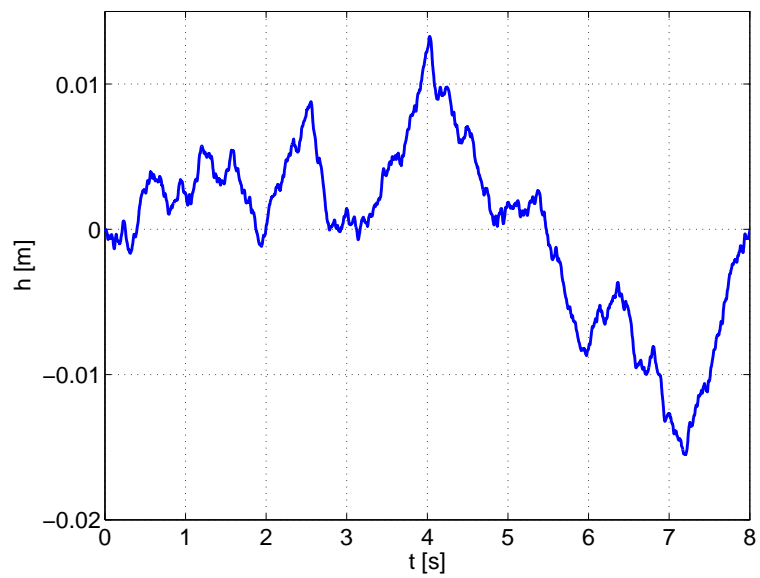
Obrázek 10: Průběh rychlosti povrchu III.



Obrázek 11: Průběh polohy povrchu III.



Obrázek 12: Průběh rychlosti povrchu IV.



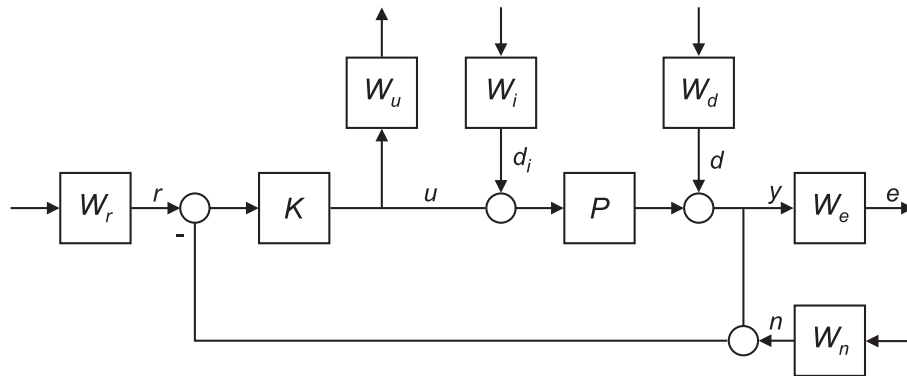
Obrázek 13: Průběh polohy povrchu IV.

4 Řízení soustavy

V této kapitole jsou uvedeny možnosti vážení systému s regulátorem \mathcal{H}_∞ , viz. [5]. Dále jsou zde definovány podmínky pro stabilitu perturbovaných systémů. V poslední podkapitole jsou naznačeny možné způsoby vhodného řízení energie v systému aktivního tlumení.

4.1 Vážení \mathcal{H}_∞

Obecné použití váhových funkcí se obvykle používá u systémů s více proměnnými. Budeme uvažovat rozšířený standardní zpětnovazební systém. Váhové funkce na obr. 14 odpovídají cílům návrhu a znalostem o poruchách a šumu senzorů.



Obrázek 14: Zpětnovazební systém s váhami

Význam jednotlivých funkcí je následovný:

- W_d, W_i - odrážejí frekvenční spektrum poruch d a d_i , mohou být použity jako modely spektra síly poruchy závisících na vlastnostech příslušných signálů v běžných systémech.
- W_n - je použita jako model frekvenčního spektra šumu senzoru.
- W_e - představuje požadavky na tvar přenosové funkce uzavřené smyčky, např. tvar citlivostní funkce výstupu systému.
- W_u - definuje hodnotu penalizace řídicího nebo akčního signálu.

- W_r - spolu s W_u představuje prvek pro dosažení vhodného tvarování nebo reprezentaci nejednotkové zpětné vazby ve formě odpovídající jednotkové zpětné vazbě.

Velmi důležitým krokem při návrhu regulátoru je výběr vhodných váhových funkcí W_e, W_d, W_u , případně W_r, W_i, W_n . Příslušná volba vážení pro jednotlivé problémy není triviální. V mnoha případech, jako je např. jednorozměrný, jsou váhy vybírány pouze jako parametry bez fyzikálního podkladu. S takovými váhami se může zacházet jako s ladícími parametry, které jsou zvoleny návrhářem pro dosažení nejlepšího kompromisu mezi protichůdnými požadavky. Výběr váhových matic by měl být řízený očekávanými vstupy systému a vzájemnou důležitostí výstupů.

Z tohoto důvodu návrh regulátoru může být považovaný za proces volby regulátoru K takového, že určité vážené signály jsou navrženy jako minimální v určitém smyslu. Existuje mnoho rozdílných cest, jak definovat nejmenší signál nebo přenosovou matici. Rozdílné definice vedou na rozdílné metody syntézy regulátorů, některé mohou být složitější než ostatní. Návrhář takového systému by měl vždy zvážit vztah mezi matematickou složitostí a inženýrskými požadavky.

Jak již bylo naznačeno výše, neexistuje obecný předpis, který by definoval veličiny vhodné pro vážení. Jejich výběr a způsob vážení závisí na konkrétním systému a na požadavcích řízení. Tato volba je naprosto zásadní, neboť pomocí váhových funkcí jsme schopni nastavovat parametry uzavřené smyčky a ovlivňovat tak celý systém.

4.2 Stabilita perturbovaných systémů

V reálném světě neexistuje matematický aparát, který by byl schopen přesně popsat fyzikální systém. Z tohoto důvodu je třeba vědět, jak modelovat chyby a neurčitosti při návrhu řídicího systému. Pro popisy neurčitosti lze použít dva různé přístupy: strukturovanou a nestrukturovanou neurčitost.

Strukturovaná neurčitost

Strukturovaná (parametrická) neurčitost je uvažována v případě, že model systému je skoro znám, pouze některé parametry jsou určeny omezenou množinou hodnot. Jiný typ této neurčitosti je sada diskrétních soustav, která nemusí být explicitně

parametrizována.

Nestrukturovaná neurčitost

V případě této diplomové práce je mnohem důležitější nestrukturovaná neurčitost než strukturovaná. V tomto případě není struktura neurčitosti známa, a proto ji modelujeme jako nejhorší možný případ. Všechny modely používané při návrhu zpětnovazebního řízení mohou zahrnovat nějakou nestrukturovanou neurčitost, např. nenamodelovanou dynamiku, zvláště na vyšších frekvencích.

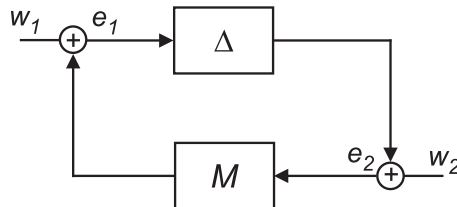
Věta o malém zesílení

Když mluvíme o robustnosti je třeba vždy uvést, u kterého parametru systému je třeba dosáhnout robustnosti. Ve většině případů se jedná o robustnost stability. Test robustní stability systému vychází z tzv. Věty o malém zesílení.

Věta 1 *Nechť M a Δ jsou ryzí, stabilní přenosy (přenosové matice) a necht' $\gamma > 0$. Potom systém (obr. 15) je vnitřně stabilní pro všechna Δ :*

$\|\Delta\|_\infty \leq 1/\gamma$ tehdy a jen tehdy, když $\|M\|_\infty < \gamma$.

Věta principiálně vyjadřuje Nyquistovo kritérium stability.



Obrázek 15: $M - \Delta$ smyčka pro analýzu stability

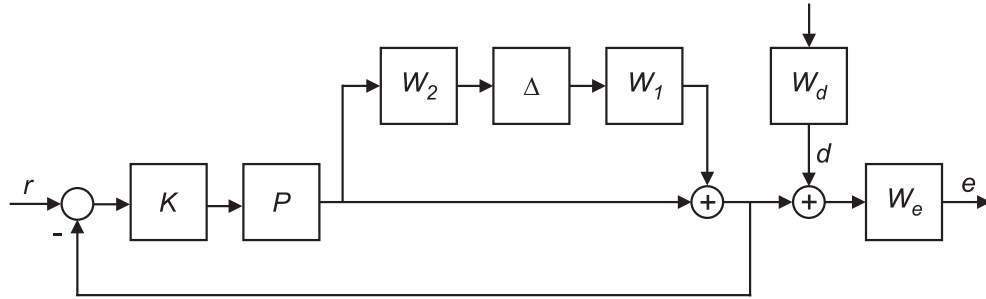
Multiplikativní neurčitost

Uvažujme, že model neurčitosti může být reprezentován multiplikativní perturbací:

$$\mathbf{\Pi} = (I + W_1 \Delta W_2) P$$

Věta 2 *Nechť $\mathbf{\Pi} = (I + W_1 \Delta W_2) P : \Delta \in \mathcal{RH}_\infty$ a necht' K je regulátor stabilizující nominální soustavu P . Pak zpětnovazební systém je vnitřně stabilní pro všechna*

$\|\Delta\|_\infty < 1$ právě tehdy a pouze tehdy, když $\|W_2 T_o W_1\|_\infty \leq 1$, kde T_o je výstupní komplementární citlivostní funkce.



Obrázek 16: Multiplikativně perturbovaný systém

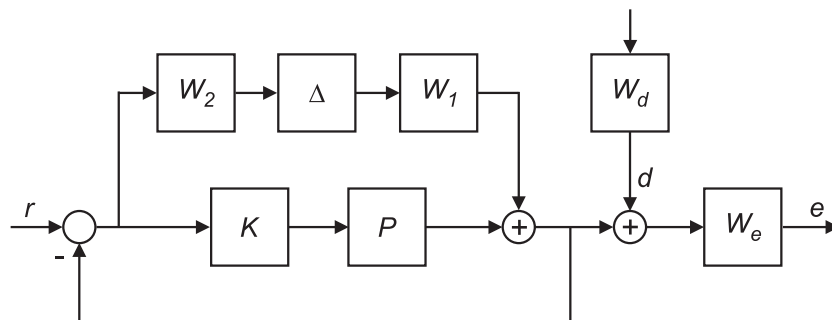
Aditivní neurčitost

Uvažujme, že model neurčitosti může být reprezentován aditivní perturbací:

$$\mathbf{\Pi} = P + W_1 \Delta W_2$$

Věta 3 Necht' $\mathbf{\Pi} = \{P + W_1 \Delta W_2 : \Delta \in \mathcal{RH}_\infty\}$ a necht' K je regulátor stabilizující nominální soustavu P . Pak zpětnovazební systém je vnitřně stabilní pro všechna $\|\Delta\|_\infty < 1$ právě tehdy a pouze tehdy, když $\|W_2 K S_o W_1\|_\infty \leq 1$, kde S_o je výstupní citlivostní funkce.

Důkaz věty 2 a 3 je uveden v [3].



Obrázek 17: Aditivně perturbovaný systém

4.3 Řízení energie

Řízení energie aktivního tlumiče je velice důležitá věc. Výkon lineárního motoru je dost velký, proto je velká i jeho spotřeba, což v případě osobního automobilu může způsobit závažné komplikace. Běžný automobil není standardně vybaven tak velkým zásobníkem energie, který by mohl lineární motor napájet po celou dobu jízdy. Proto se musí využít faktu, že je možné, aby lineární motor pracoval v generátorovém režimu a dodával energii. Tato rekuperovaná energie se ukládá do akumulátoru a v případě potřeby je z něj aktivní tlumič napájen.

Lineární motor pracuje v motorovém módu tehdy, jestliže směr rychlosti zavěšení kola je stejný jako požadovaná síla. Matematicky lze tuto větu vyjádřit takto:

$$\text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_w) \cdot \text{sign}(F_a) = \text{sign}(+) \quad (8)$$

V generátorovém režimu je směr rychlosti zavěšení opačný než je požadovaná síla. Matematicky to lze vyjádřit takto:

$$\text{sign}(\dot{z}_b - \dot{z}_w) \cdot \text{sign}(F_a) = \text{sign}(-) \quad (9)$$

Z hlediska řízení energie aktivní tlumič pracuje mezi dvěma krajními stavy:

- prvním stavem je, že se vozidlo pohybuje po velmi špatném povrchu s mnoha nerovnostmi. Abychom zajistili všechny požadavky na komfort a jízdní vlastnosti, je nezbytně nutné, aby motor pracoval jako tlumič. Tudíž, aby využíval zdroje energie automobilu.
- druhým stavem je, že se vozidlo pohybuje po rovném povrchu, který obsahuje pouze malé nerovnosti. V tomto případě není nutné, aby tlumení bylo řízeno lineárním motorem, neboť pasivní tlumicí soustava je schopna zajistit všechny námi požadované vlastnosti. Motor tedy může pracovat jako generátor a dodávat energii.

V ostatních případech pracuje motor v režimu, který je obecně znám jako brždění motorem. V tomto režimu se rotor motoru pohybuje sice ve stejném směru jako zavěšení kola, ale pomaleji. Motor se chová jako při tlumení, ovšem jeho spotřeba je mnohem menší. V závislosti na vzájemné rychlosti zavěšení kola a rotoru motoru se jeho spotřeba mění.

K řízení energie lze využít různé cesty.

- První možností je umístit na výstup regulátoru (\mathcal{H}_∞) prvek, který by omezoval požadovanou sílu lineárního motoru.
- Jinou možností je zapojení pomocného regulátoru (PID, LQ) paralelně k hlavnímu regulátoru, jehož úkolem by bylo vyhodnocovat sílu nezávisle na hlavním regulátoru. Pomocný regulátor by byl nastavený tak, aby požadavek na sílu motoru byl omezen na základě vnějších podmínek. Výstup pomocného regulátoru by byl přičítán k výstupu hlavního regulátoru a výsledný signál by tvořil vstup do tlumící soustavy.
- Poslední možností je paralelně umístit do zpětnovazebního obvodu několik regulátorů \mathcal{H}_∞ s různými váhami. Podle vnějších podmínek by docházelo k přepínání jednotlivých regulátorů. Tento postup je navrhován a použit v této diplomové práci.

Všechny výše uvedené postupy řízení energie naráží na problém neznalosti vhodného signálu, který by určoval, kdy je možné pracovat v generátorovém a kdy v motorovém režimu. Tento problém je i nadále řešen.

5 Návrh regulátoru

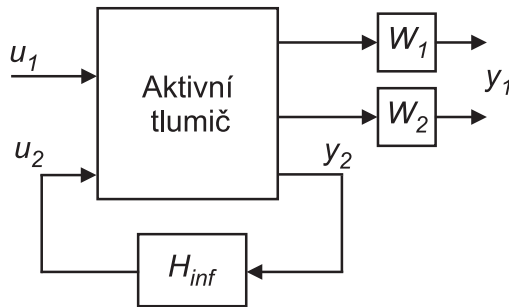
Pro regulaci soustavy je použit regulátor \mathcal{H}_∞ . Jak je uvedeno v literatuře [1] a [2], tento regulátor zajišťuje dostatečnou robustnost stability systému. Všechny navržené regulátory mají stejnou vnitřní strukturu (váží stejné veličiny), pouze se liší v hodnotách váhových konstant a tvarech váhových funkcí.

5.1 Návrh regulátoru

\mathcal{H}_∞ regulátor je počítán jako minimalizace normy $\|T_{y_1 u_1}\|_\infty$ přenosu ze vstupu u_1 na výstup y_1 . Vlastnosti uzavřené regulační smyčky jsou tedy upravovány pomocí váhových funkcí v této větvi. Nejedná se o regulaci na žádanou hodnotu, protože vstupem je porucha uvnitř soustavy. Proto není možné použít standardní funkce z *Robust Toolboxu* pro rozšíření soustavy. Rozšíření se provede postupným sestavením matic systému tak, je uvedeno ve vzorci 10.

$$P = \left[\begin{array}{c|cc} A & B_1 & B_2 \\ \hline C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{array} \right] \rightarrow P_{aug} = \left[\begin{array}{c|cc} A_{aug} & B_{1aug} & B_{2aug} \\ \hline C_{1aug} & D_{11aug} & D_{12aug} \\ C_{2aug} & D_{21aug} & D_{22aug} \end{array} \right] \quad (10)$$

Vstupy do systému jsou rychlost poruchy nerovnosti (u_1) a požadovaná síla lineárního motoru (u_2). Výstupy tvoří robustní výstup (y_1) a zpětná vazba (y_2), viz. obr. 18.



Obrázek 18: Schéma rozšířeného systému

V první fázi návrhu regulátoru jsou vybrány veličiny, které jsou použity pro vážení. Jejich volba má hlavní vliv na vlastnosti regulace.

- **Rozdíl polohy kolo - vozovka** ($z_w - z_r$)
Zlepšuje průběh ustálení odchytky.
- **Rozdíl polohy vozovka - karosérie** ($z_b - z_w$)
Zlepšuje odchytku v ustáleném stavu.
- **Zrychlení karosérie** (\ddot{z}_b)
Tato veličina charakterizuje pohodlí posádky vozu ve vertikálním směru. Představuje tak možnost ladění frekvencí, na které je člověk citlivý.
- **Rychlost karosérie** (\dot{z}_b)
Potlačuje vysoké rychlosti karosérie. Zlepšuje stabilitu nominální regulace.
- **Síla akčního členu** (F_a)
Omezuje akční zásah. Pro lepší pohodlí je nutné omezovat i vyšší frekvence akčního zásahu, nejenom jeho velikost.
- **Zrychlení kola** (\ddot{z}_w)
Charakterizuje schopnost kola udržet se na povrchu vozovky. Přispívá ke zlepšení výsledků uzavřené smyčky.

Nyní je možné dodefinovat výstupní matice C , D a dosadit do výstupních rovnic systému

$$C_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{12}}{m_b} & 0 & -\frac{k_s}{m_b} & \frac{k_s}{m_b} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{12}}{m_w} & -\frac{k_{01}}{m_w} & \frac{k_s}{m_w} & -\frac{k_s}{m_w} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

$$C_2 = \mathcal{E}^4, \quad (12)$$

$$D_{11} = \mathcal{O}, \quad (13)$$

$$D_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{m_b} & 0 & -1 & \frac{1}{m_w} \end{bmatrix}^T, \quad (14)$$

$$D_{22} = \mathcal{O}, \quad (15)$$

kde \mathcal{O} je nulová matice a \mathcal{E} je jednotková matice.

Vážení jednotlivých signálů lze rozdělit do dvou skupin - na signály vážené konstantou a signály vážené váhovými funkcemi. Mezi signály vážené konstantou patří: rozdíl polohy kolo - vozovka, rozdíl polohy vozovka - karosérie, zrychlení karosérie a zrychlení kola. Zbylé dva signály, rychlost karosérie a síla akčního členu, jsou váženy funkcí, protože je potřeba působit na různých frekvencích různě velké zesílení. Signály vážené konstantou (dále $\varepsilon_1 - \varepsilon_6$) nezavádí do systému žádnou dynamiku, signály vážené funkcí (W_1, W_2) však ano. Váhové funkce se tedy převedou na maticový tvar a z nich se sestaví výsledná matice přidané dynamiky W .

$$\begin{aligned}
W_A &= \begin{bmatrix} W_{1A} & \mathcal{O} \\ \mathcal{O} & W_{2A} \end{bmatrix}, \\
W_B &= \begin{bmatrix} \vec{0} & \vec{0} & W_{1B} & \vec{0} & \vec{0} & \vec{0} \\ \vec{0} & \vec{0} & \vec{0} & \vec{0} & W_{2B} & \vec{0} \end{bmatrix}, \\
W_C &= \begin{bmatrix} \vec{0}^T & \vec{0}^T \\ \vec{0}^T & \vec{0}^T \\ W_{1C} & \vec{0}^T \\ \vec{0}^T & \vec{0}^T \\ \vec{0}^T & W_{2C} \\ \vec{0}^T & \vec{0}^T \end{bmatrix}, \\
W_D &= \text{diag} \left[\varepsilon_1 \quad \varepsilon_2 \quad \varepsilon_3 W_{1D} \quad \varepsilon_4 \quad \varepsilon_5 W_{2D} \quad \varepsilon_6 \right].
\end{aligned} \tag{16}$$

Výsledný rozšířený systém má následující stavy:

$$\bar{x} = \begin{bmatrix} x_W \\ x \end{bmatrix}$$

Celý systém vyjádřený maticově:

$$\begin{aligned}
\dot{\bar{x}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} W_A & W_B C_1 \\ \mathcal{O} & A \end{bmatrix}}_{\bar{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} x_W \\ x \end{bmatrix}}_{\bar{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} W_B D_{11} \\ B_1 \end{bmatrix}}_{\bar{B}_1} u_1 + \underbrace{\begin{bmatrix} W_B D_{12} \\ B_2 \end{bmatrix}}_{\bar{B}_2} u_2, \\
\bar{y}_1 &= \underbrace{\begin{bmatrix} W_C & W_D C_1 \end{bmatrix}}_{\bar{C}_1} \bar{x} + \underbrace{W_D D_{11}}_{\bar{D}_{11}} u_1 + \underbrace{W_D D_{12}}_{\bar{D}_{12}} u_2,
\end{aligned} \tag{17}$$

$$y_2 = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathcal{O} & C_2 \end{bmatrix}}_{\bar{C}_2} \bar{x} + D_{21}u_1 + D_{22}u_2.$$

5.2 Vážení

Vážení jednotlivých veličin představuje vhodný způsob ovlivnění vlastností regulátoru. O velikosti jednotlivých konstant neexistuje jednoznačná představa, proto je celý proces vážení založen především na experimentu. Tvar váhových funkcí vychází z požadavků na vlastnosti regulace. Funkce W_1 (obr. 19 vlevo) reprezentuje míru potlačení zrychlení odpružené části vozu. Tato funkce je charakteru pásmová propust v oblasti $2 \div 15Hz$ ($6.28 \div 94.2rad.s^{-1}$), což jsou frekvence, na které je lidské tělo citlivé. Druhá funkce W_2 (obr. 19 vpravo) má potlačit vyšší frekvence v akční veličině, proto je charakterizována jako horní propust.

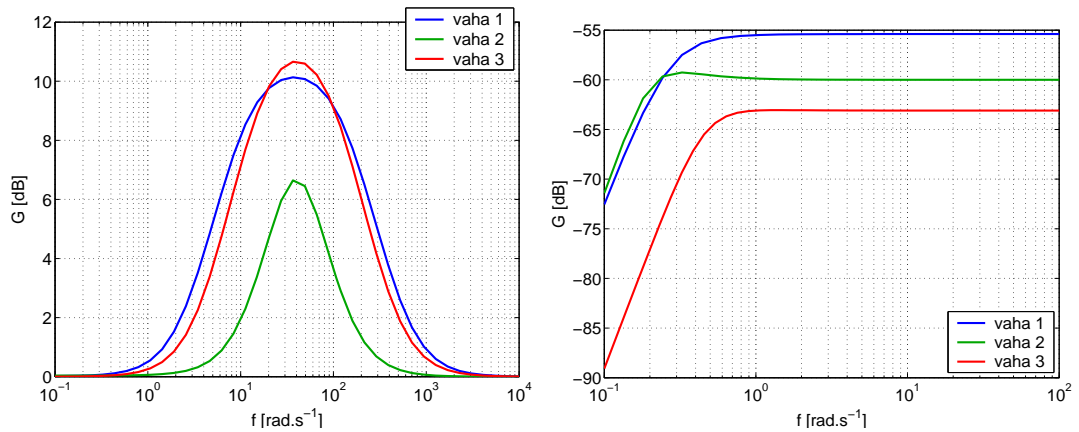
Z tab. 1, tab. 2 a obr. 19 je vidět, že neexistuje jednoznačný předpis, který by doporučoval velikost váhových konstant a tvar váhových funkcí. Během vážení vznikaly problémy se špatným nastavením systému. Na obr. 20 je zobrazen takový příklad špatného nastavení. Frekvenční charakteristika obsahuje úzkou špičku kolem frekvence $f = 76.2rad.s^{-1}$. V chování systému se tato špička projeví jako harmonický signál, který je namodulován po celé délce signálu z_b . Frekvence parazitního signálu odpovídá frekvenci, na které se vyskytuje špička. Obecně se tato frekvence pohybuje v rozmezí $11.5 \div 12.5Hz$ ($72.2 \div 78.5rad.s^{-1}$), tedy na frekvencích, na které je lidské tělo citlivé. Tyto oscilace způsobují, že lineární motor neustále pracuje a jeho spotřeba je velmi vysoká. Během nastavování regulátoru se sice nepodařilo tuto špičku odstranit úplně, ale podařilo se ji upravit takovým způsobem, že výše popsaný jev byl zcela eliminován.

Tabulka 1: Nastavení váhových konstant

	ε_1	ε_2	ε_3	ε_4	ε_5	ε_6
váha 1	0.99	0.97	5.3	1.0	8.2	0.01
váha 2	0.7	0.8	1.5	1.0	6.1	0.01
váha 3	0.01	0.96	0.98	1.0	4.8	0.1

Tabulka 2: Nastavení váhových funkcí

$G(s)$	W_1	W_2
váha 1	$\frac{s^2 + 161s + 1429}{s^2 + 517s + 1432}$	$\frac{0.0017s^2}{s^2 + 0.4s + 0.07}$
váha 2	$\frac{s^2 + 63s + 1598}{s^2 + 136s + 1605}$	$\frac{0.001s^2}{s^2 + 0.22s + 0.04}$
váha 3	$\frac{s^2 + 120s + 1600}{s^2 + 410s + 1600}$	$\frac{0.0007s^2}{s^2 + 0.6s + 0.2}$



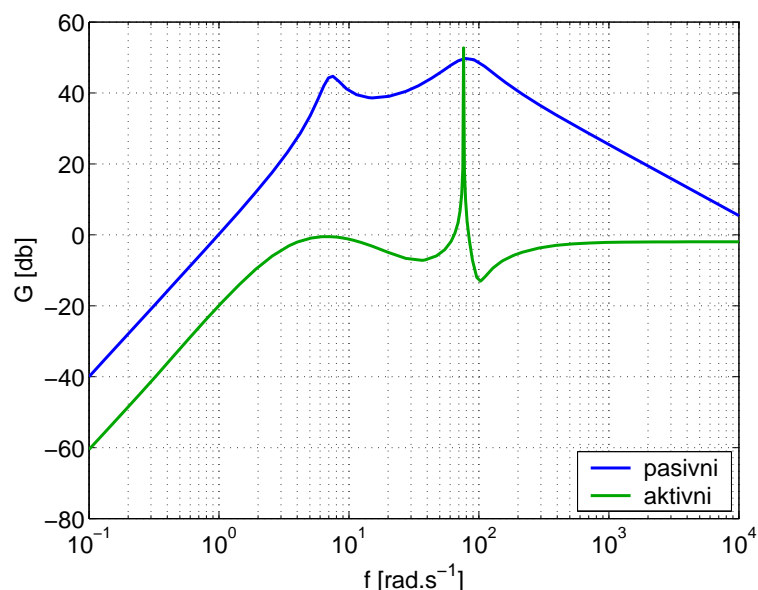
Obrázek 19: Váhové funkce z_b a F_a

Během vážení vznikla intuitivní představa o velikosti změn jednotlivých vah tak, aby bylo dosaženo požadovaných vlastností. Vzhledem ke složitosti a nejednoznačnému výsledku není možné tuto představu vhodně interpretovat.

Jednotlivá nastavení vah budou označeny jako váha 1 až 3.

5.3 Porovnání regulátorů

Jak již bylo uvedeno v kapitole 3 Nerovnosti, byly namodelovány tři různé povrchy, které definují různé požadavky na regulaci. Pro každou vozovku bylo navrže-



Obrázek 20: Nevhodně nastavený systém

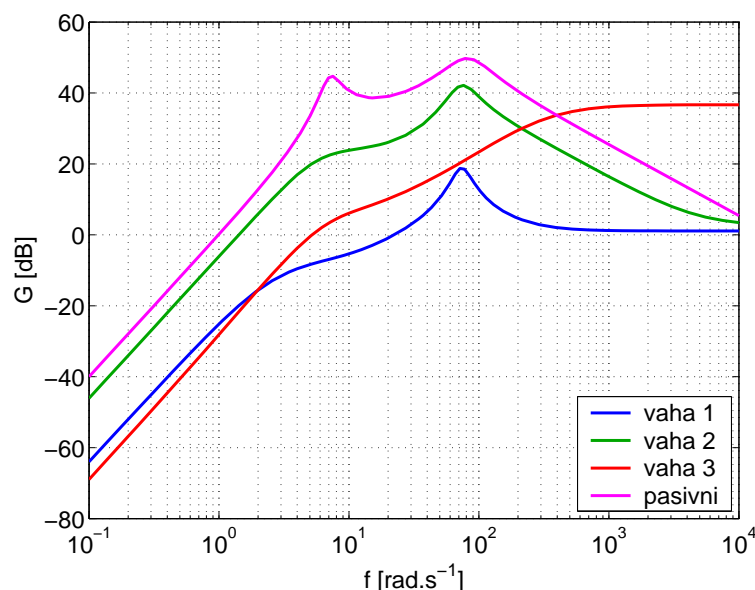
no vhodné nastavení regulátoru. Nejprve budou všechna nastavení otestována na jednotném vstupním signálu (jednotkový skok rychlosti poruchy vozovky). Tím je možné demonstrovat vlastnosti jednotlivých regulátorů a rozdíly mezi nimi.

Frekvenční charakteristika

Prvním prvkem vhodným pro hodnocení je amplitudová frekvenční charakteristika (obr. 21). Váhy 1 a 2 mají hlavní úkol zajistit vhodné jízdní vlastnosti. Jejich frekvenční charakteristiky si proto odpovídají tvarem, ovšem liší se v zesílení na jednotlivých frekvencích. Váha 3 je určena pro generování energie. Pro nízké frekvence je její zesílení až o dvě dekády nižší než v případě pasivní soustavy. Jedná se o frekvence, které je nutno omezovat. Na vyšších frekvencích je možné zesílení zvýšit, neboť z hlediska požadavků kladených na tlumič nejsou nijak problémové.

Přechodová charakteristika

Druhým hodnotícím prvkem je přechodová charakteristika (obr. 22). Již na první pohled je vidět, že aktivní tlumení oproti pasivnímu, omezuje amplitudu přechodu a zcela eliminuje kmitání přechodové charakteristiky. Pozvolnější náběh u váhy 1 zajišťuje, aby při strmých hranách vstupního signálu došlo k citlivější odezvě, čímž



Obrázek 21: Amplitudové frekvenční charakteristiky přenosu $z_r \rightarrow \ddot{z}_b$

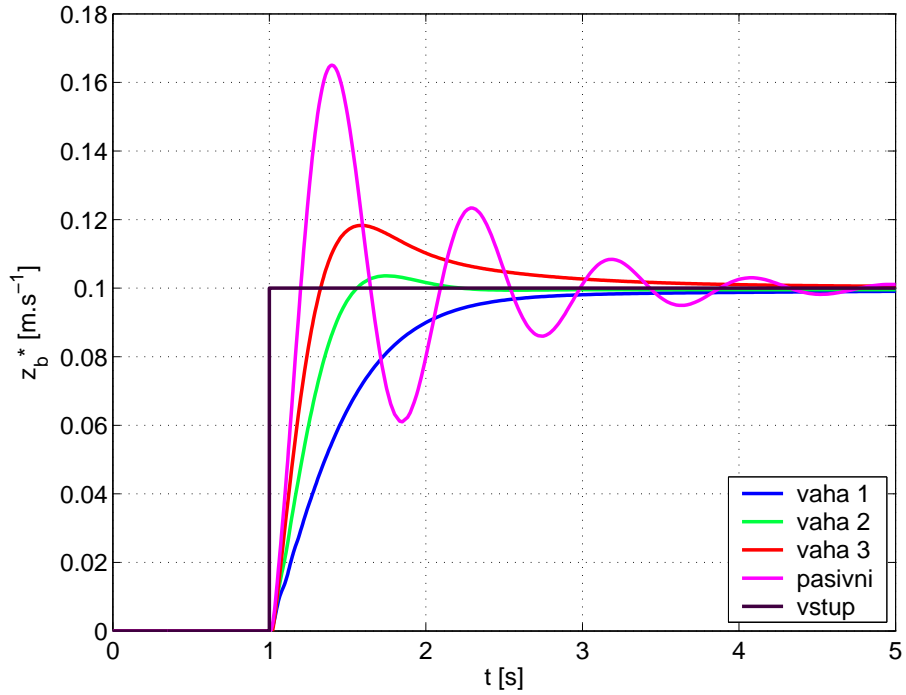
je zvýšen komfort jízdy. U vah 2 a 3 dochází k překmitu. Tento jev však není nijak na závadu, protože amplituda překmitu je malá.

Tíhová síla

Třetím sledovaným parametrem je průběh tíhové síly (obr. 23). Základní nevýhodou pasivního tlumiče je změna znaménka tíhové síly během ustálení. Není tak zajištěn trvalý přítlak kola na vozovku. Ve všech třech případech vah je tento přítlak zajištěn. U vah 1 a 2 dochází v počáteční fázi k prudkým oscilacím (celková tíhová síla je však pořád záporná), které jsou způsobeny tím, že působení lineárního motoru je přetlačeno hmotností a setrvačností vozidla. U váhy 3 k tomu nedochází, protože, jak už bylo vidět u přechodové charakteristiky, váha 3 umožňuje větší překmit \dot{z}_b , proto více kopíruje odezvu celého vozu.

Síla motoru, energie

Posledním sledovaným parametrem je působení síly motoru (obr. 24) a energie (obr. 25), mezi nimiž existuje úzká souvislost. Tento vztah byl dostatečně popsán v kapitole 4.3 Řízení energie. V případě vah 1 a 2 je nutné, aby motor po celou dobu aktivně působil. To se také projevuje na charakteristice energie, která nemůže být



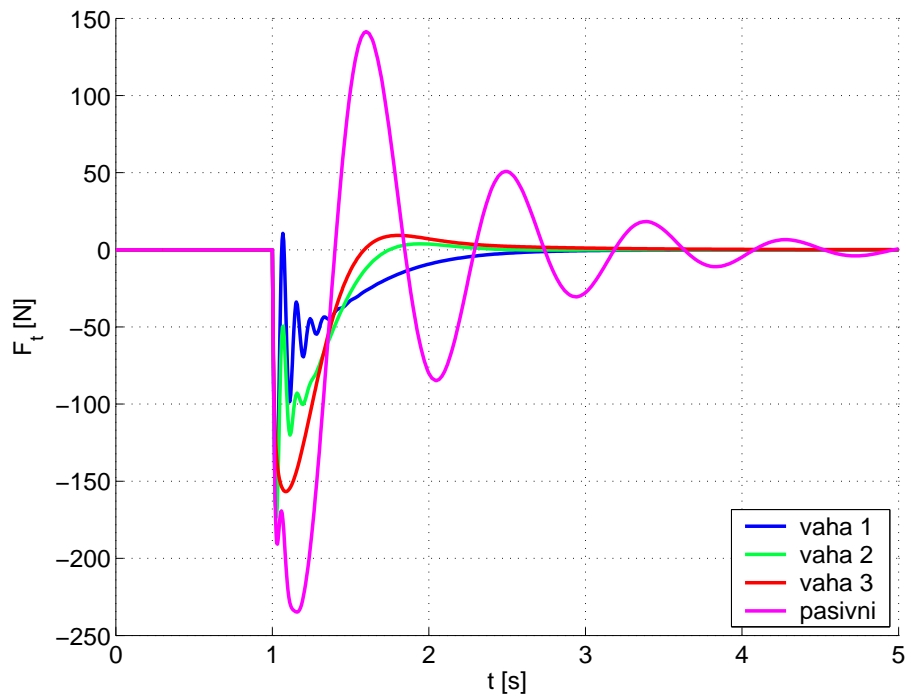
Obrázek 22: Porovnání odezvy z_b na jednotkový skok rychlosti nerovnosti

zdrojová. V případě váhy 3 je jasně vidět stav, kdy řídicí jednotka po ustálení skoku přestává aktivně tlumit, přechází do generátorového režimu a tlumení přebírají pasivní tlumící prvky.

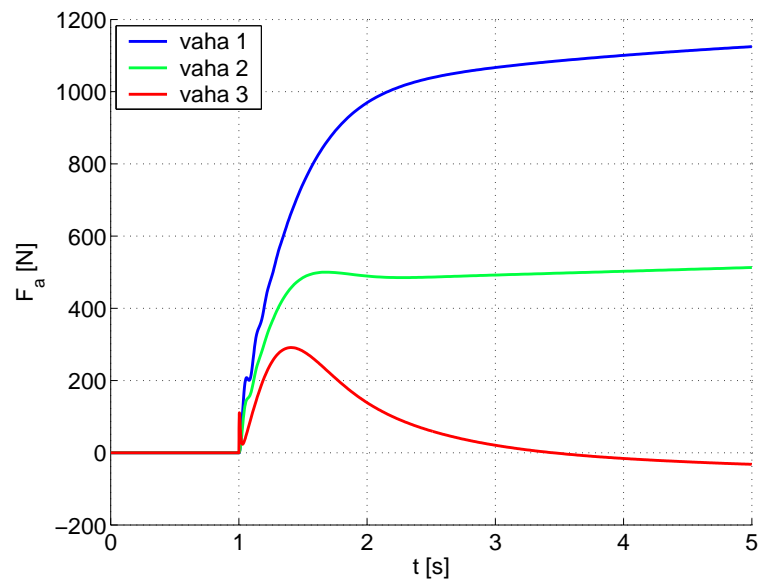
Energetická náročnost jednotlivých regulátorů je uvedena v tabulce 3. Regulátor 1 má 5-krát vyšší spotřebu než regulátor 2, váha 3 je schopna vygenerovat desetinu, resp. pouze dvě setiny energie, než kolik spotřebovala váha 2, resp. váha 3.

Tabulka 3: Energetická náročnost regulátorů

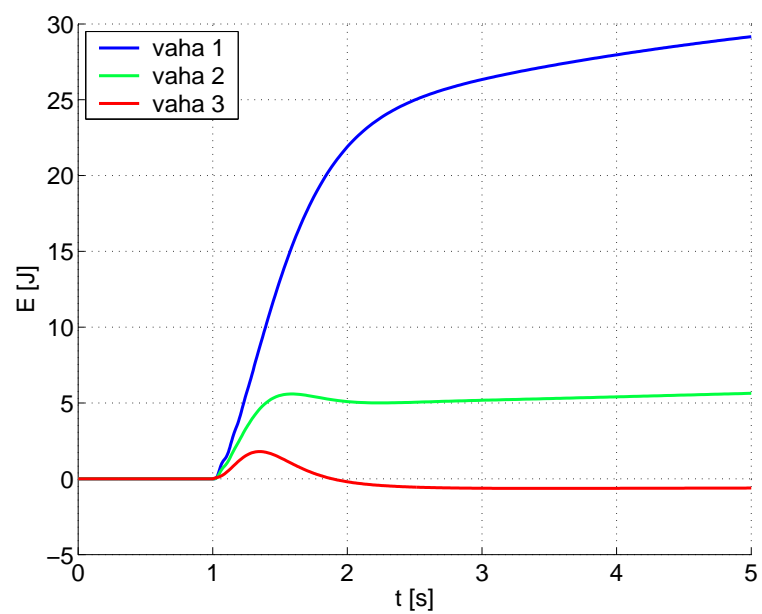
	Váha 1	Váha 2	Váha 3
E [J]	29.2	5.65	-0.61



Obrázek 23: Porovnání odezvy F_t na jednotkový skok rychlosti nerovnosti



Obrázek 24: Porovnání odezvy F_a na jednotkový skok rychlosti nerovnosti



Obrázek 25: Porovnání odezvy E na jednotkový skok rychlosti nerovnosti

5.4 Test robustnosti

I když v [2] je jasně dokázáno, že regulátor \mathcal{H}_∞ je schopen zajistit robustnost stability systému, je zde uveden test robustnosti. Všechny konstanty tlumení a tuhosti byly sníženy o 10%. Hmotnost čtvrtiny vozidla byla zvýšena o 120 kg. Toto navýšení odpovídá plnému zatížení vozidla, tj. čtyři dospělé osoby ($4 \times 90 \text{ kg}$) a náklad (120 kg). Nové parametry modelu jsou:

m_b ... hmotnost čtvrtiny odpružené části vozidla = 500 kg (pův. 380 kg),

k_s ... konstanta tlumení tlumiče = 1110 Nsm⁻¹ (pův. 1233 Nsm⁻¹),

k_{01} ... konstanta tuhosti pneumatiky = 103,5 kNm⁻¹ (pův. 115 kNm⁻¹),

k_{12} ... konstanta tuhosti pružiny = 20,4 kNm⁻¹ (pův. 22,7 kNm⁻¹).

Tyto hodnoty reprezentují možné změny parametrů vozidla v běžné životě. Tyto nové hodnoty nijak nezměnily chování systému, proto lze označit regulátory jako robustní.

5.5 Výsledky

Vlastnosti a parametry jednotlivých regulátorů byly dostatečně popsány v předchozích kapitolách. V této kapitole jsou otestovány regulátory na jednotlivých modelech vozovky, energetická náročnost je uvedena v tabulce 4.

Z důvodu zachování přehlednosti nejsou uvedeny sledované parametry pro všechny možné kombinace. Graficky jsou zobrazeny pouze některé a z nich jsou vyvozeny obecné závěry. Dále je třeba upozornit, že vzhledem k výšce pulsů rychlosti jsou některé průběhy zobrazeny jako výřezy. Všechny testované kombinace jsou uloženy na přiloženém CD.

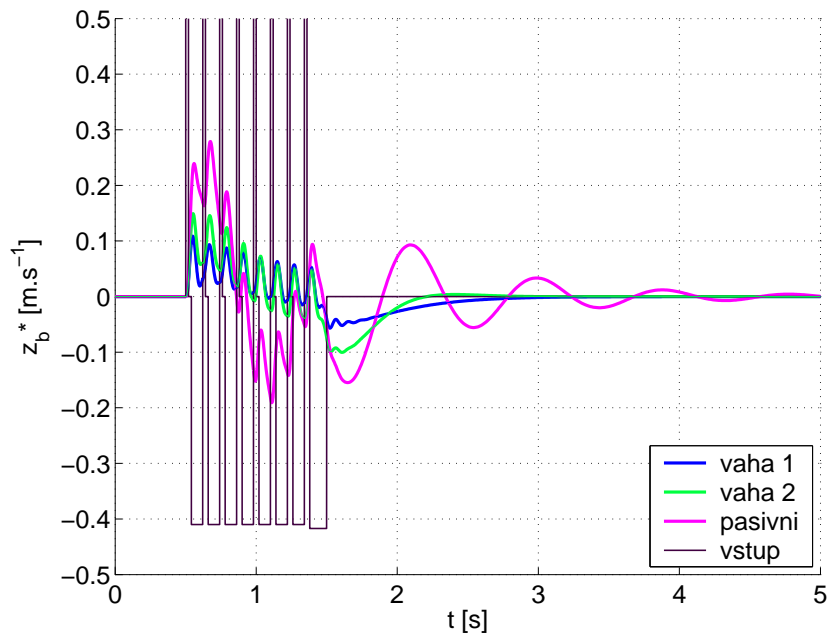
Povrch I.

Povrch I. reprezentuje vozovku, která klade vysoké požadavky na vlastnosti regulátorů. Na této vozovce jsou testována nastavení regulátorů 1 a 2. Na obr. 26 je znázorněna odezva na rychlost poruchy při rychlosti vozidla $v_0 = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Je zde dobře vidět, že oba regulátory zajistí vhodné ustálení poruchy.

Při vyšších rychlostech vozidla ($v_0 = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), kdy dochází při kontaktu kola s nerovností k velké změně rychlosti poruchy, je nejlépe vidět rozdíl mezi pasivním

a aktivním tlumením. Zatímco pasivní tlumič není schopen nijak výrazně omezit vysoký puls rychlosti nerovnosti, aktivní tlumič tyto pulsy utlumí a průběh ustálení při vyšších rychlostech je prakticky totožný s průběhem ustálení při nižších rychlostech.

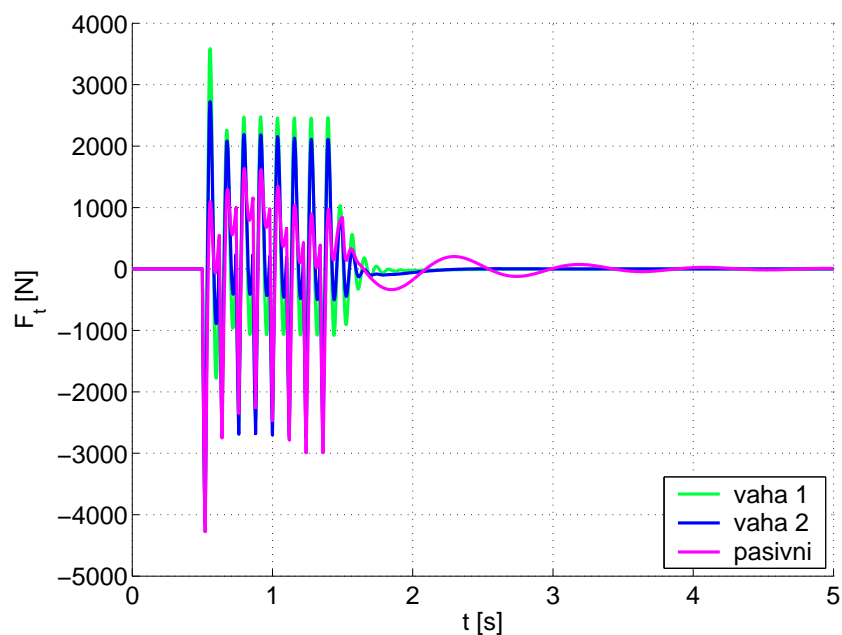
Energetická náročnost se se zvyšující rychlostí vozidla snižuje. Velikost poruchy nerovnosti je sice vyšší a regulátor požaduje vyšší výkon akčního zásahu, na druhou stranu je doba akčního zásahu kratší, proto je celková spotřebovaná energie nižší, než při nižších rychlostech vozidla.



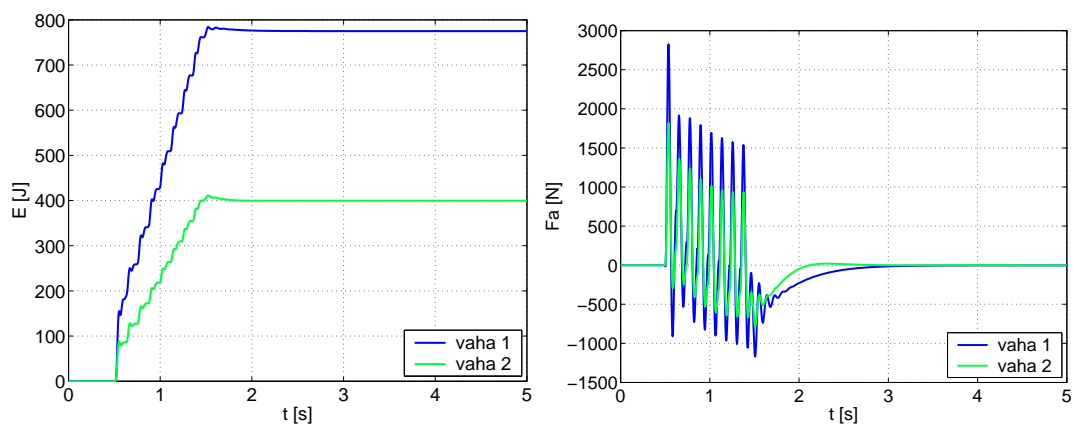
Obrázek 26: Odezva z_b systému na povrch I, $v_0 = 5m.s^{-1}$, (detail)

Povrch II.

Na nerovnosti II. byly otestovány nastavení vah 2 a 3. Regulátor s nastavením 2 dosáhl výborných výsledků. Všechny vysoké pulsy rychlosti nerovnosti omezil dostatečně a zajistil vyhovující ustálení z_b . Regulátor s nastavením vah 3 vykázal mnohem horší výsledky. Vysoké vstupní pulsy omezil prakticky podobně jako pasivní tlumič, ovšem následné ustálení z_b vykazuje podobné vlastnosti jako při použití váhy 2. Během regulace je schopen systém 2 generovat energii. Jedinou nevýhodou se



Obrázek 27: Odezva F_t systému na povrch I, $v_0 = 5m.s^{-1}$

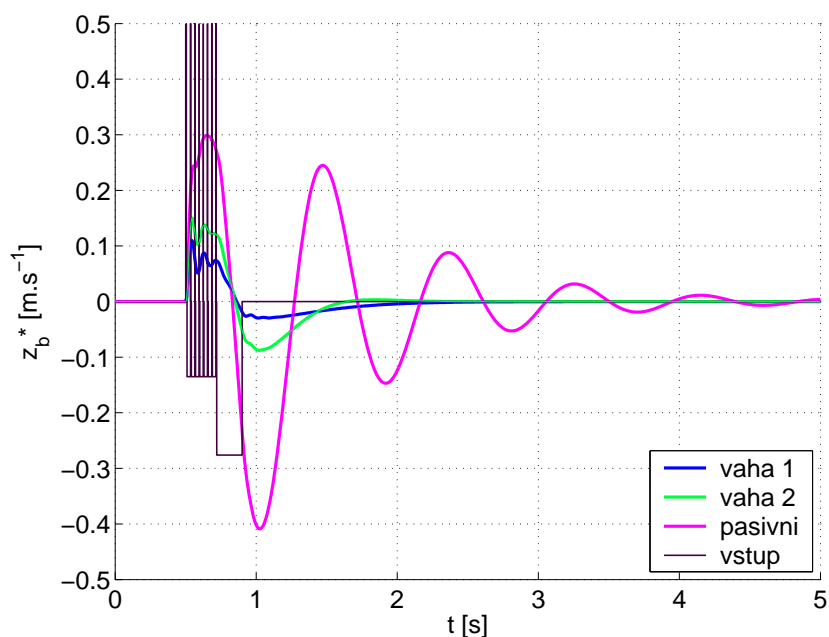


Obrázek 28: Odezva E a F_a systému na povrch I, $v_0 = 5m.s^{-1}$

jeví fakt, že k ustálení výrazných pulsů rychlosti poruchy vozovky vyžaduje vysoké hodnoty akčního zásahu, dokonce až $6kN$ (!!!), viz. obr. 34.

Povrch III.

Na tomto povrchu bylo testováno pouze nastavení vah 3. Chování systému se velmi

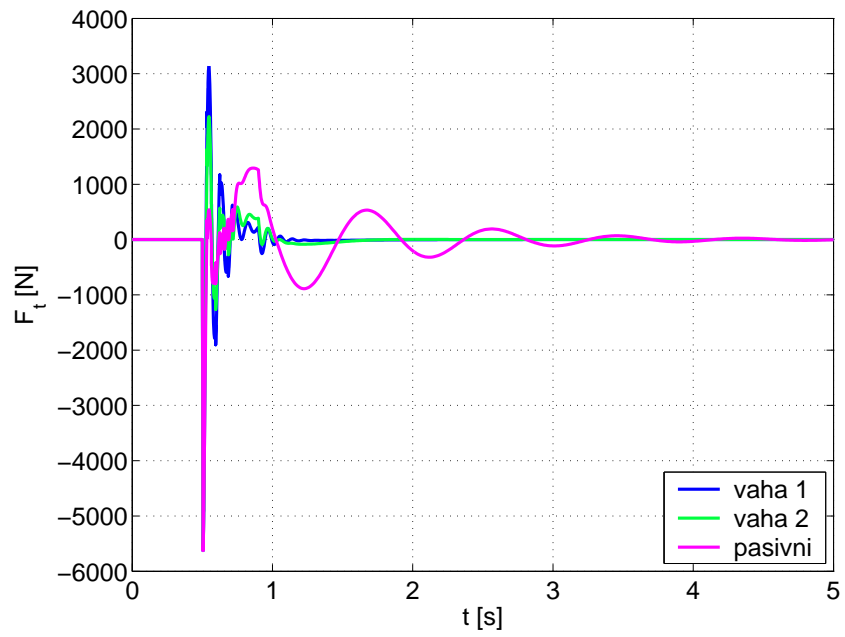


Obrázek 29: Odezva z_b systému na povrch I, $v_0 = 20m.s^{-1}$, (detail)

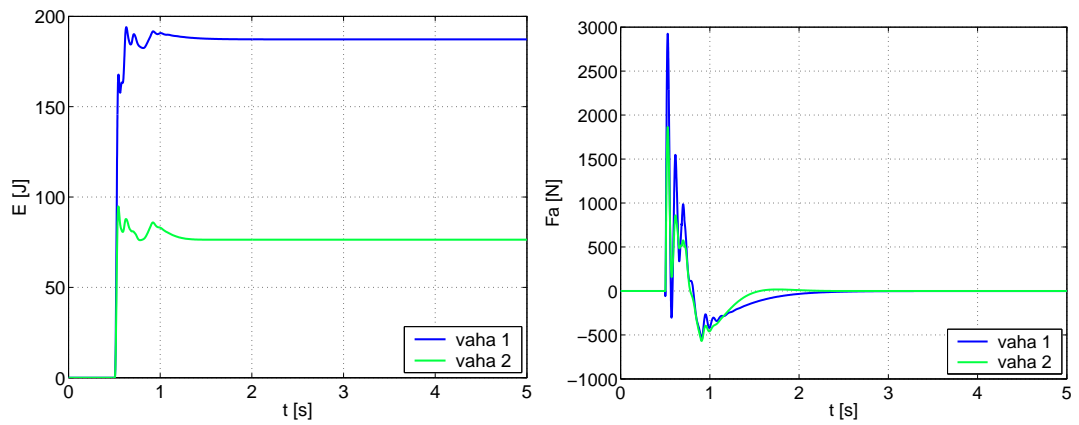
Tabulka 4: Energetická náročnost povrchů I - III

	v_0	Povrch I	Povrch II	Povrch III
Váha 1	$5 m.s^{-1}$	775	-	-
	$10 m.s^{-1}$	246	-	-
	$20 m.s^{-1}$	187	-	-
Váha 2	$5 m.s^{-1}$	399	72	-
	$10 m.s^{-1}$	104	33.5	-
	$20 m.s^{-1}$	76	4.4	-
Váha 3	$5 m.s^{-1}$	-	-6	-
	$10 m.s^{-1}$	-	-1.9	-
	$20 m.s^{-1}$	-	-0.3	0.016

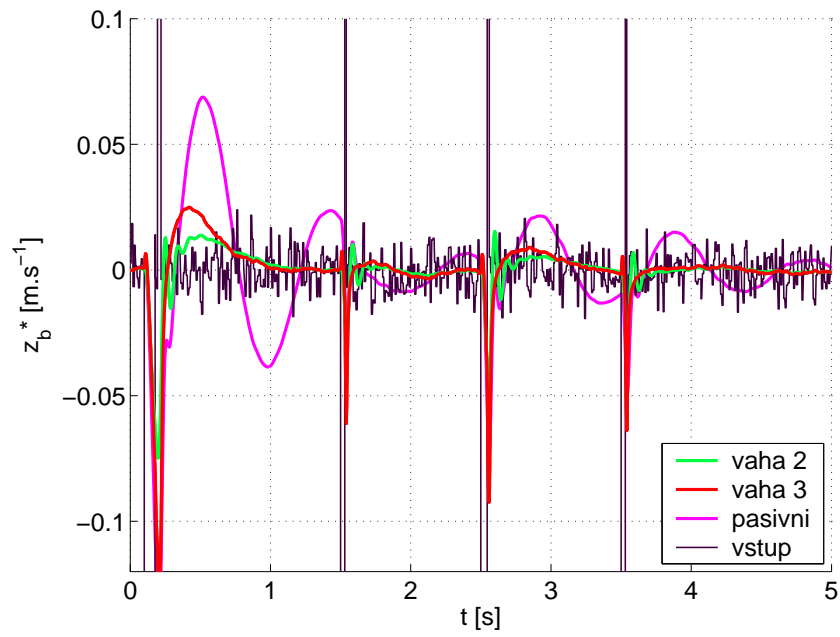
blíží chování systému s pouze pasivní tlumící soustavou. To však není na závadu, neboť z uvedených obrázků je zřejmé, že regulátor nemá žádné problémy s dodržením požadavků na komfort a jízdní vlastnosti. To je dáno především tím, že se jedná o technicky jednoduchý povrch, který neklade na regulátor vysoké požadavky.



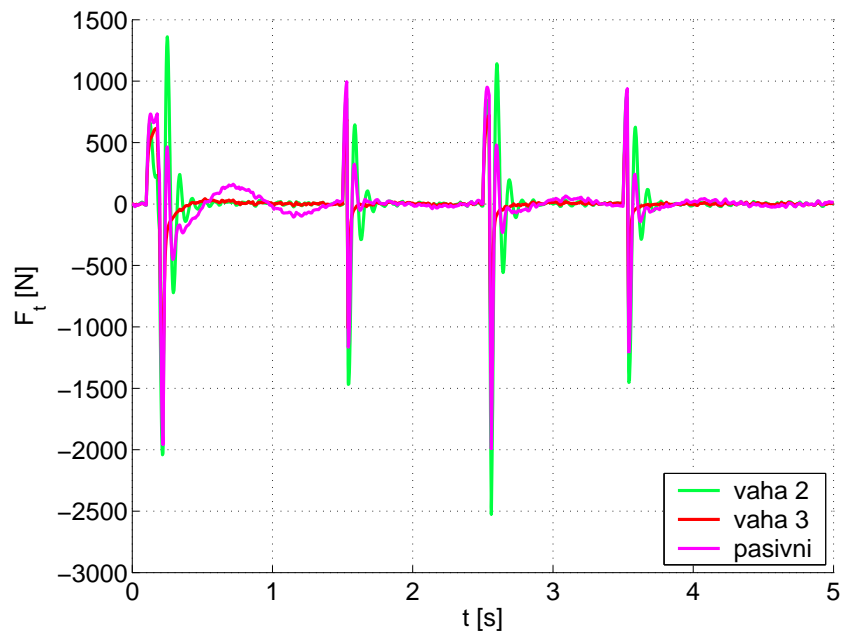
Obrázek 30: Odezva F_t systému na povrch I, $v_0 = 20m.s^{-1}$



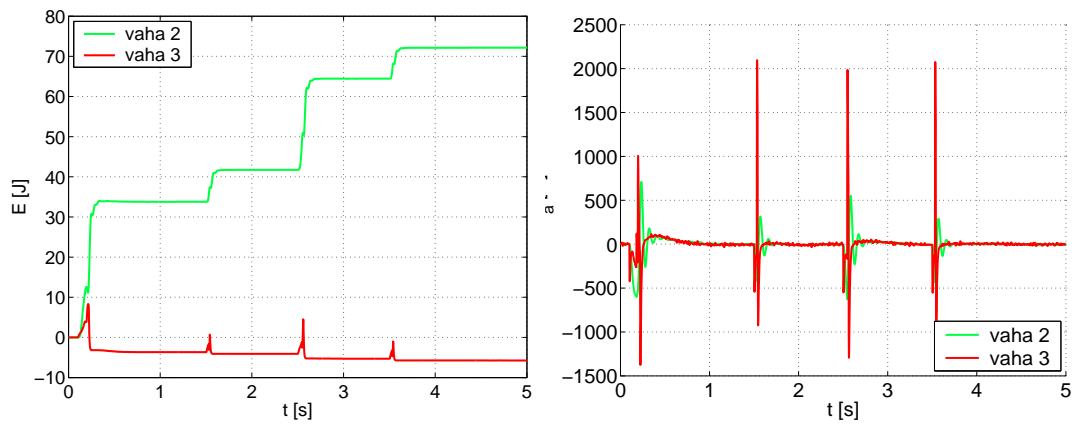
Obrázek 31: Odezva E a F_a systému na povrch I, $v_0 = 20m.s^{-1}$



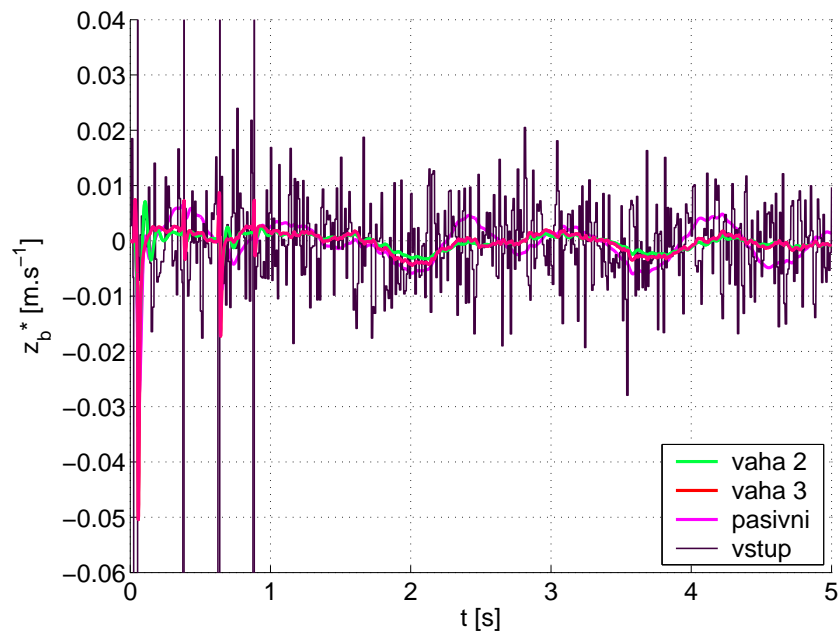
Obrázek 32: Odezva z_b systému na povrch II, $v_0 = 5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, (detail)



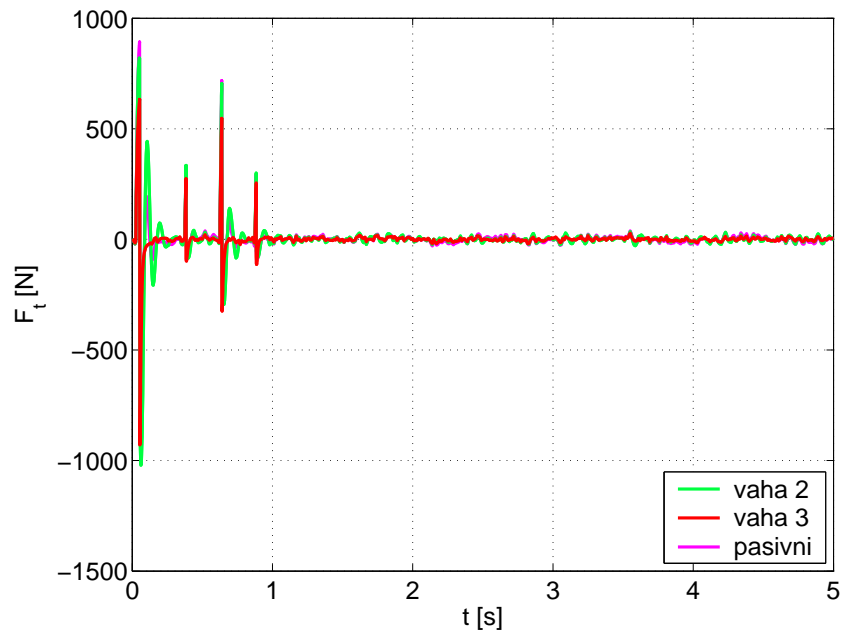
Obrázek 33: Odezva F_t systému na povrch II, $v_0 = 5\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$



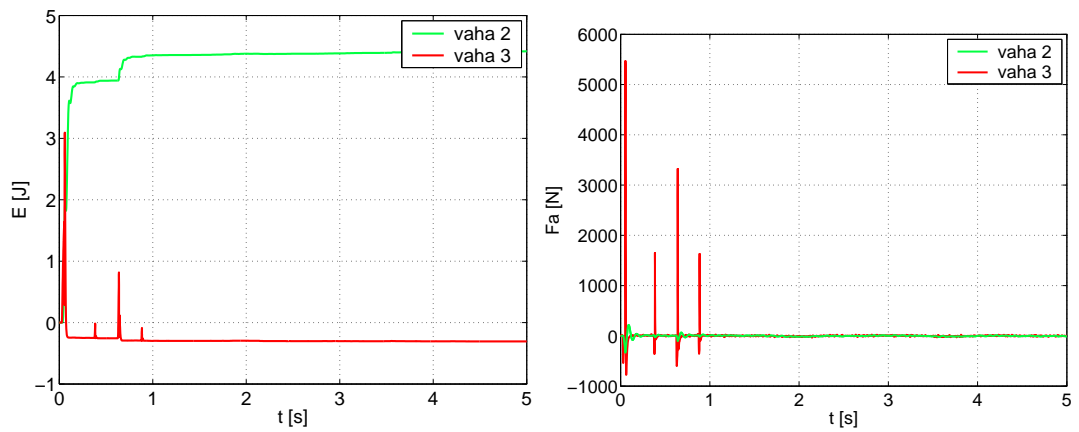
Obrázek 34: Odezva E a F_a systému na povrch II, $v_0 = 5m.s^{-1}$



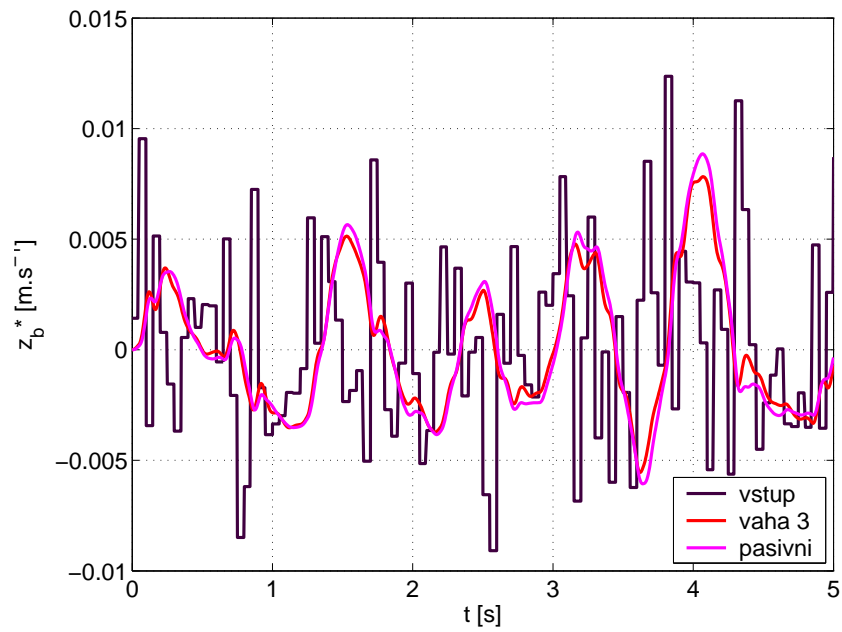
Obrázek 35: Odezva z_b systému na povrch II, $v_0 = 20m.s^{-1}$, (detail)



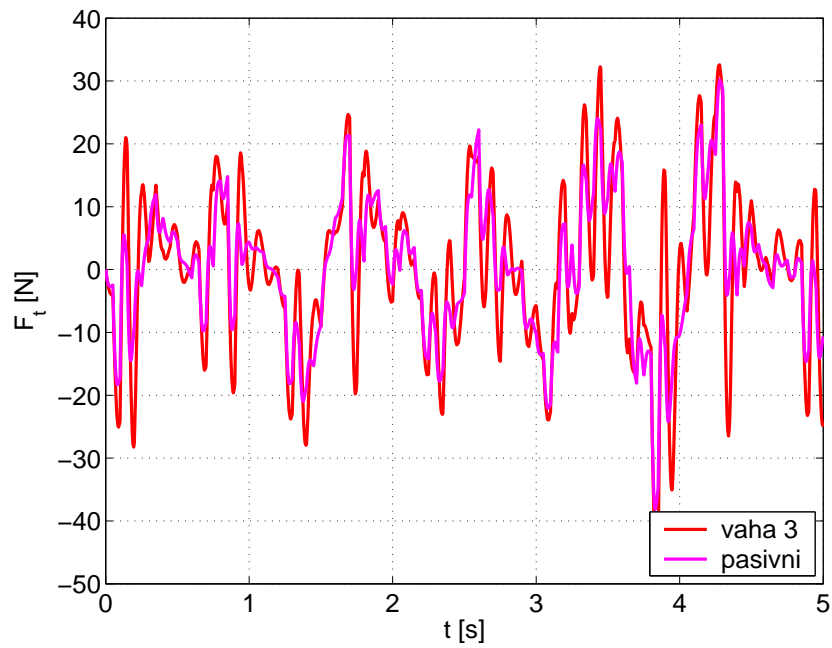
Obrázek 36: Odezva F_t systému na povrch II, $v_0 = 20m.s^{-1}$



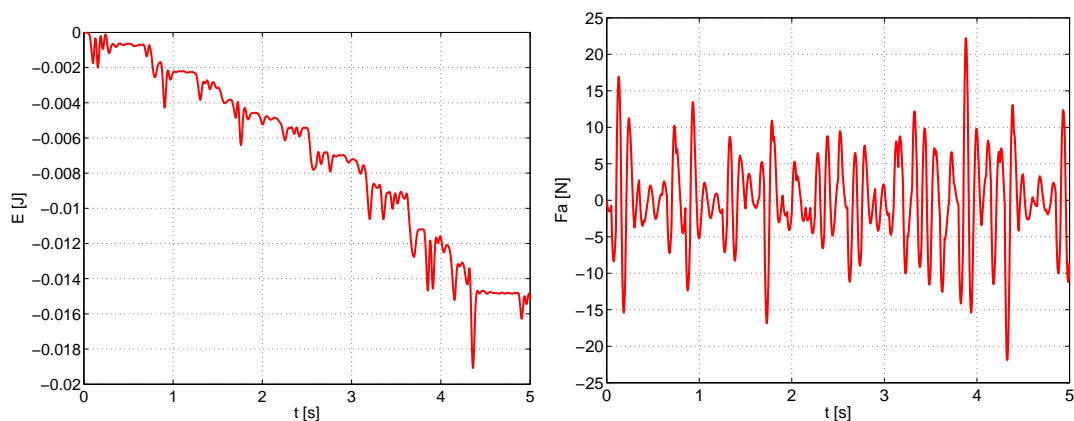
Obrázek 37: Odezva E a F_a systému na povrch II, $v_0 = 20m.s^{-1}$



Obrázek 38: Odezva z_b systému na povrch III, $v_0 = 20\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$



Obrázek 39: Odezva F_t systému na povrch III, $v_0 = 20\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$



Obrázek 40: Odezva E a F_a systému na povrch III, $v_0 = 20m.s^{-1}$

Povrch IV.

Při testování regulátorů na povrchu IV se pouze potvrdily vlastnosti jednotlivých nastavení, které byly zjištěny již na základě testování na jednotkovém skoku. Všechny nastavení regulátoru se ukázaly jako vhodné pro řízení aktivního tlumiče. Přesné hodnoty spotřebované energie jsou uvedeny v tabulce 5.

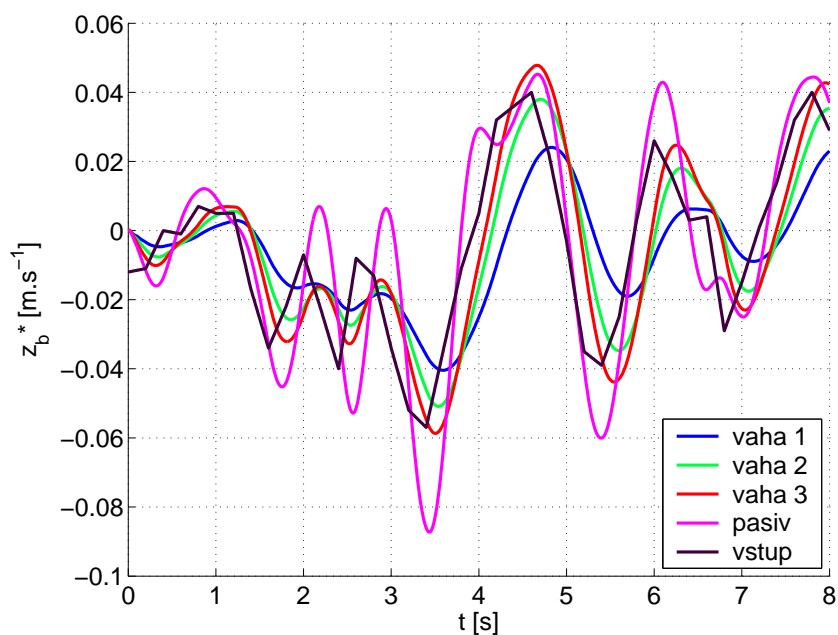
Tabulka 5: Energetická náročnost povrchu IV

	Váha 1	Váha 2	Váha 3
E [J]	2.76	0.14	-0.82

5.6 Souhrn vlastností

Z uvedených výsledků testování je zřejmé, že regulátor s nastavením vah 1 vyhovuje požadavkům na jízdní vlastnosti a komfort jízdy. Jeho aplikace je vhodná v místech s velmi špatným povrchem vozovky a v místech, kde musí být zaručena kvalita tlumení. Jeho nevýhodou je vysoká spotřeba elektrické energie.

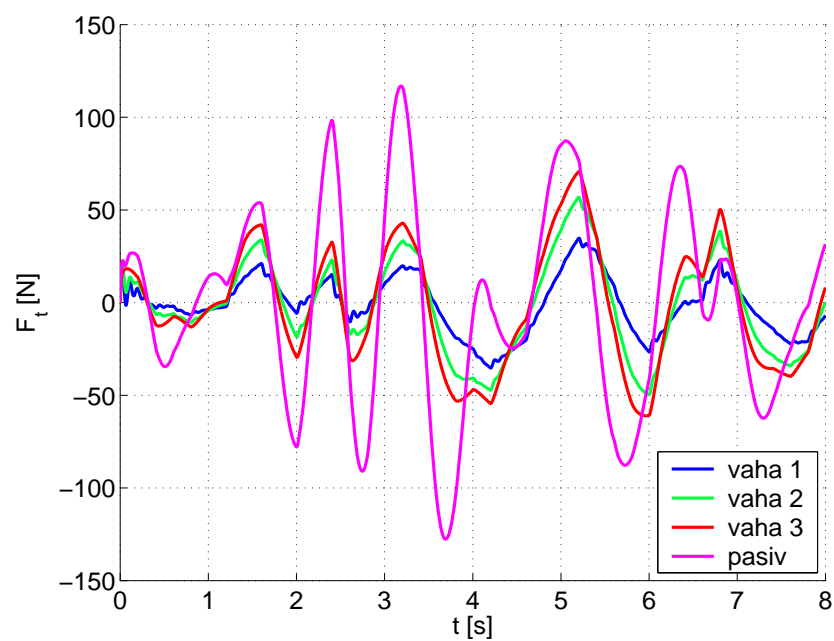
Testy regulátoru s nastavením vah 2, provedené na povrchu I, označeném jako obtížný, ukázaly, že tento systém je schopen zajistit požadavky na jízdní vlastnosti v širokém spektru nerovností. Jeho výhodou je nižší spotřeba než v případě nastavení 1.



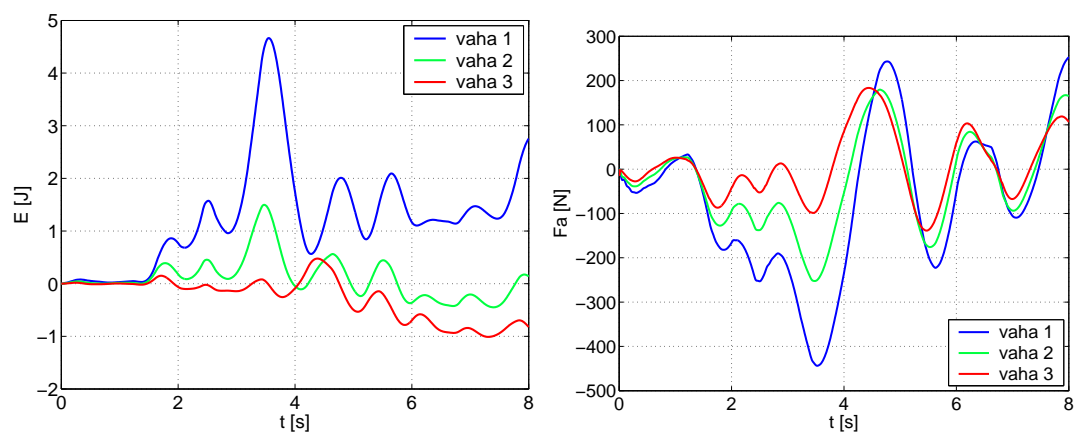
Obrázek 41: Odezva z_b systému na povrch IV

Regulátor s nastavením vah 3 je schopen splnit oba požadavky na kvalitu jízdy pouze v případě, že se nejedná o vozovku s velkými nerovnostmi. Regulační vlastnosti nejsou horší než u pasivní tlumící soustavy, naopak v mnoha případech se blíží kvalitám regulátoru 2. Hlavním přínosem tohoto nastavení je schopnost dodávat energii do systému.

Nyní, když jsou známy vlastnosti a chování všech nastavení regulátoru, je třeba nalézt pravidla, která budou určovat použití jednotlivých nastavení. Tato pravidla jdou nad rámec zadání této diplomové práce.



Obrázek 42: Odezva F_t systému na povrch IV



Obrázek 43: Odezva E a F_a systému na povrch IV

6 Závěr

Cílem diplomové práce bylo seznámit se s problematikou aktivního tlumení pérování automobilu a s možnostmi řízení tohoto systému. Pro tento systém měly být namodelovány různé povrchy vozovky a pomocí vhodného nastavení regulátoru soustavy zajistit při částečném omezení jízdních vlastností rekuperaci energie.

Nerovnosti

V první části diplomové práce byl sestaven popis návrhu modelů vozovky a na základě reálných povrchů navrženo několik modelů vozovky. Modely byly zjednodušeny, přesto v sobě zahrnují všechny klíčové vlastnosti, které mají vliv na jízdu vozidla. Konkrétně se jedná o asfaltovou silnici s několika prohlubněmi, zvrásněnou silnici a skutečný změřený povrch.

Řízení

Druhá část diplomové práce obsahuje návrh regulátoru \mathcal{H}_∞ . Tento regulátor byl vyladěn na tři různé režimy. První režim striktně dodržuje požadavky na komfort a jízdní vlastnosti vozidla bez ohledu na spotřebu systému. Druhý režim taktéž primárně dodržuje požadavky na jízdu, ovšem jeho spotřeba je však nižší než u předchozího případu. Poslední nastavení je určeno pro rekuperaci energie systému. Přesto jeho výsledky v oblasti jízdních vlastností jsou v nejhorším případě na stejné úrovni jako pasivní tlumení.

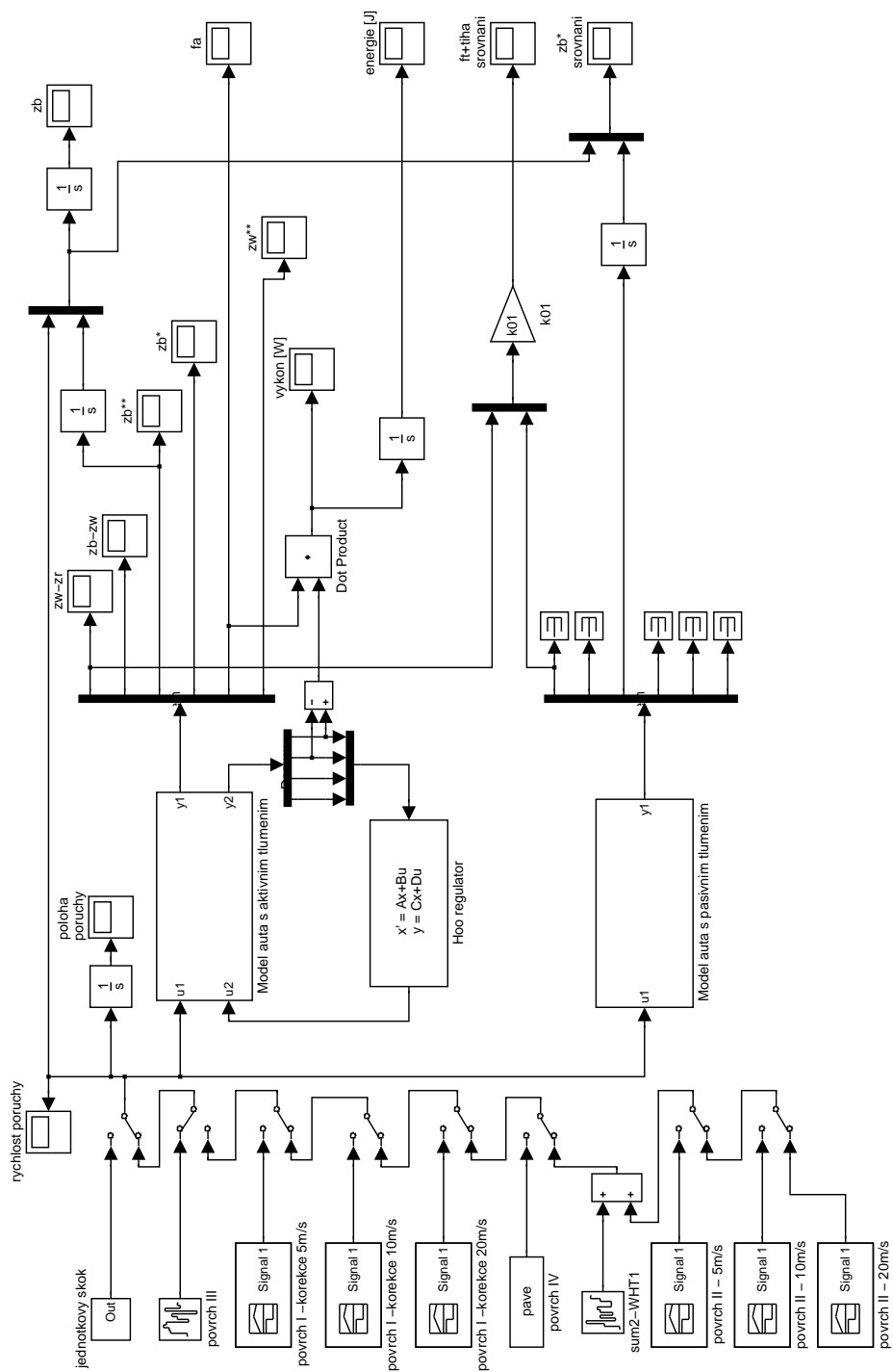
U navržených regulátorů byl proveden i test robustnosti systému na změny parametrů soustavy. Zde se všechny regulátory ukázaly jako vyhovující.

Závěrem lze poznamenat, že všechny zadané úkoly této diplomové práce byly splněny.

Literatura

- [1] KRUCZEK, A. *Řízení aktivního tlumení pérování automobilu*. 2003. 62 s., 1 CD-ROM. ČVUT Praha. Fakulta elektrotechnická. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Antonín Stříbrský.
- [2] KRUCZEK, A. *Active suspension system with linear motor*. 2006. 133 s., 1 CD-ROM. ČVUT Praha. Fakulta elektrotechnická. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Antonín Stříbrský.
- [3] KRUCZEK, A.; STŘÍBRSKÝ, A. *Lineární elektrický motor v systému aktivního tlumení* [online]. [2004] [cit. 2007-11-28]. Dostupný z WWW: <www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2004/ISCPC_Pardubice1_04.pdf>.
- [4] DOYLE, J.C.; FRANCIS, B.A.; TANNENBAUM, A.R. *Feedback control theory*. New York: Macmillan Publishing Company, 1992. 227 p. ISBN 0-02-330011-6.
- [5] ZHOU, K.; DOYLE, J.C.. *Essential of robust control*. New Jersey: Prentice Hall, Inc., 1998. 411 p. ISBN 0-13-790874-1.
- [6] HAVLENA, V.; ŠTECHA, J. *Moderní teorie řízení*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. 297 s. ISBN 0-13-790874-1.
- [7] WALTHER, E. A KOL. *Technické vzorce*. Bratislava: Alfa, vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, n.p., 1984. 432 s. ISBN 63-164-84.

7 Příloha A - Simulační schéma



Obrázek 44: Simulační schéma

8 Příloha B - Obsah přiloženého CD

K této práci je přiloženo CD, na kterém jsou uloženy zdrojové kódy a text.

- Adresář Matlab\vysledky
obsahuje všechny výsledky simulací ve formě datových souborů (*Workspace*) pro program *Matlab* .
 - soubor *vahax.mat* obsahuje průběhy všech sledovaných veličin při odezvě na jednotkový skok rychlosti nerovnosti. Číslo označuje nastavenou váhu. nula = pasivní tlumení
 - soubor *dataxyz.mat* obsahuje průběhy všech sledovaných veličin při odezvě na konkrétní povrch.
 - x = číslo povrchu
 - y = číslo váhy regulátoru
 - zz = rychlost vozidla
- Adresář Matlab\program
obsahuje zdrojové kódy a simulační schémata.
 - *Go.m* spouští všechny m-file důležité pro výpočet regulátoru.
 - *Values(_robust).m* obsahuje parametry modelu, resp. perturbované parametry modelu.
 - *Plant14.m* vytvořené stavového popisu.
 - *Augx.m* rozšíření nominálního systému.
 - *Controller2.m* výpočet \mathcal{H}_∞ regulátoru.
 - *Prenos.m* vykreslení frekvenčních charakteristik a váhových funkcí.
 - *Model.mdl* simulační schéma.
 - *pave.mat* data pro povrch IV.
- Adresář Text
obsahuje text diplomové práce ve formě souboru pdf.