

NÁVRH ROBUSTNÉHO REGULÁTORA S VYUŽITÍM H_∞ TEÓRIE PRE VIRTUÁLNY MODEL AKTÍVNEHO TLMENIA A PRUŽENIA AUTOMOBILU

Ing. Milan Lokšík, Ing. Monika Zuščíková

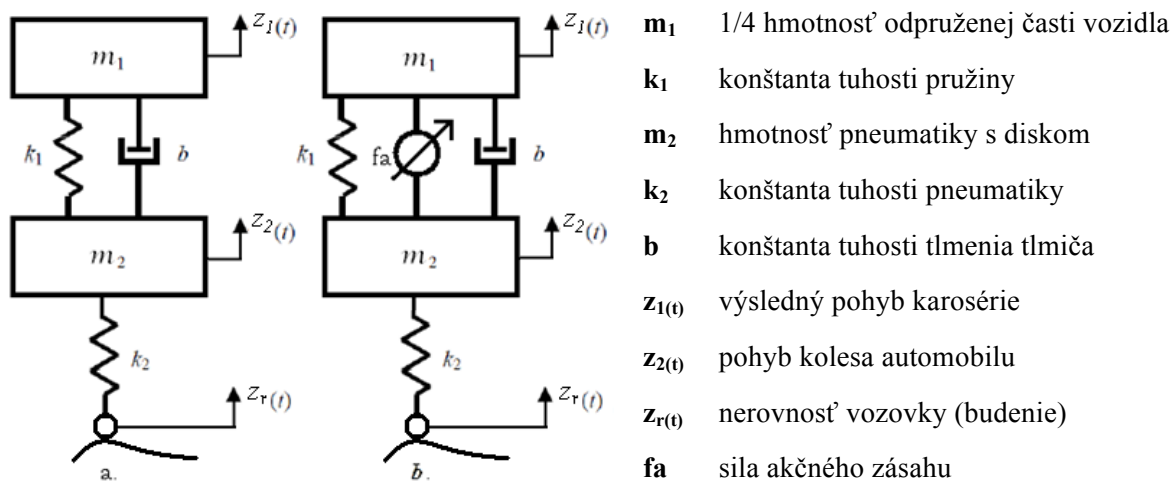
Ústav automatizácie, merania a aplikovanej informatiky, Strojnícka Fakulta,
Slovenská Technická Univerzita v Bratislave, Nám. Slobody 17, 812 31 Bratislava 1

Abstrakt

Článok sa zaoberá návrhom aktívneho riadenia s využitím H_∞ teórie, pre zjednodušený štvrtinový model vozidla. Samotný regulátor je navrhovaný s použitím funkcie *hinf* z Robust Control Toolbox v Matlabe, ktorá počíta suboptimálny H_∞ regulátor tak, aby norma uzavretej slučky, pre dané γ , bola $\|T_{y1u2} \cdot \gamma\|_\infty < 1$. V článku budú prezentované dva regulátory. Jeden regulátor pre zlepšenie komfortu cestujúcich vo vozidle a druhý pre zlepšenie jazdných vlastností automobilu.

1 Fyzikálny princíp pruženia

K popisu dynamických vlastností postačí brať do úvahy iba štvrtinu vozidla. Štvrtinový model je vo svojej podstate najjednoduchším prípadom, ako popísať chovanie vozidla. Takýto model umožňuje simulovať tlak v pneumatike, vertikálne zrýchlenie, polohu karosérie a pod. Pri formulácii dynamického modelu automobilu sa predpokladajú dve roviny symetrie - priečna a pozdĺžna. Model obsahuje odpruženú a neodpruženú hmotnosť a má dva stupne voľnosti - jedná sa o výchylky oboch hmotností vo zvislom smere. Obrázok 1. popisuje možné pohyby telesa v danom prostredí.



Obr. 1. Zjednodušený fyzikálny model automobilu a) pasívne tlmenie, b) aktívne tlmenie

Sila f_a je aplikovaná medzi karosériou (odpruženou hmotou) a kolesom (neodpruženou hmotou), je riadená spätnou väzbou a predstavuje aktívny prvok systému odpruženia.

2 Stavový model systému

Lineárny, časovo invariantný štvrtinový model automobilu je postavený z pohybových rovníc a parametrov lineárneho motora. Vstupy do modelu sú kinematické rušenie vozovkou a pohon sily f_a , výstupy sú výchylka karosérie, zrýchlenie a rozdiel medzi odpruženou a neodpruženou hmotou.

Potom matice systému sú

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{b}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & \frac{b}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_1}{m_2} & \frac{b}{m_2} & -\frac{k_1+k_2}{m_2} & \frac{b}{m_2} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_1} \\ 0 & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{1}{m_2} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{b}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & \frac{b}{m_1} \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_1} \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Stavový popis nominálneho systému má potom tvar:

$$\dot{\bar{x}} = A\bar{x} + B_1\bar{w} + B_2\bar{u} \quad (3)$$

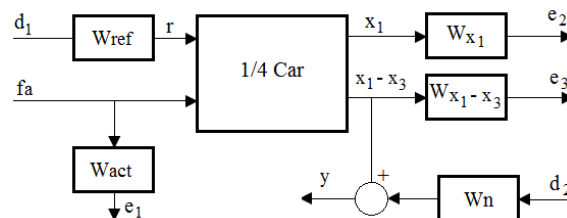
$$\bar{y} = C\bar{x} + D\bar{u} \quad (4)$$

3 Návrh robustného regulátora s využitím H_∞ teórie

Spätnoväzobný systém je robustný, ak sa zachovávajú jeho základné kvalitatívne vlastnosti ako je stabilita, kvalita regulácie atď., pri pôsobení rôznych porúch vrátane zmeny parametrov objektu. Hlavným cieľom teórie robustného riadenia dynamických systémov je rozpracovať metódy analýzy robustných vlastností reálnych objektov a navrhnuť také regulátory, ktoré zabezpečia robustnosť spätnoväzobného systému. Zvláštnosťou teórie robustného riadenia dynamických systémov je, že modelovanie, analýza vlastností objektu, ako aj syntéza regulátora sa uskutočňuje pomocou neúplného a nepresného matematického opisu riadeného procesu.

V našom prípade sa vyskytuje regulačný obvod s premenlivými parametrami. Zmena parametrov závisí od prevádzkových podmienok ako i od zmeny parametrov, ktoré sú spôsobené starnutím súčiastok a materiálov. Preto uvažovaný systém v komplexnejšom ponímaní nie je možné jednoznačne opísať jediným matematickým modelom, ale je potrebný rozšírený model.

Princíp rozšírenia sústavy je znázornený na obrázku 2. Vstupným signálom prvej časti vstupov je porucha od nerovností vozovky (d_1), ktorá je ešte upravená faktorom W_{ref} . Tento faktor obmedzí amplitúdu nerovností vozovky. Meraný výstup, ale aj signál spätnej väzby je (y) výchylka odpruženia x_1-x_3 . Regulátor reaguje na signál (výchylku) generovaním sily f_a . Blok W_n patrí do modelu senzora, ktorý sníma poruchu. Blok je umiestnený v meracom kanáli.



Obr. 2: Princíp rozšírenej sústavy

Veľkosť a frekvencia riadiacej sily f_a je obmedzená váhovou funkciou W_{act} , pričom funkcia W_{act} nie je myslená ako robustnosť v klasickom ponímaní stability, ale je braná ako celkové váženie nelineárneho motora, rušenie v spätnoväzobnej slučke a ďalších neurčitostí. Veľkosť váhy sa zvyšuje predovšetkým pri 50 rad/s, aby sa obmedzila šírka pásma uzavretej slučky. Účelom váhových funkcií W_{x1} a W_{x1-x3} je udržať výchylky karosérie pri požadovanom znížení frekvenčných pásiem.

4 Regulátor zameraný na zlepšenie komfortu cestujúcich

Pred syntézou regulátora je nutné najskôr vybrať váhové funkcie (W_{act} a W_{x_1}). Pri tomto návrhu bol ako spätná väzba zvolený signál y , čo je rozdiel výchyliek odpruženej a neodpruženej časti vozidla ($x_1 - x_3$). Podľa schémy z obrázku 2 je vidieť, že je nutné vážiť dôležité signály, ktoré ovplyvňujú systém.

V našom prípade uvažujeme, že funkcia W_{ref} má hodnotu 0,15 (max. výchylka nerovnosti vozovky je 15 cm) a funkcia W_n má hodnotu 0,01. Signál x_1 je vážený funkciou W_{x_1} , toto váženie priamo upravuje jazdný komfort vozidla.

$$W_{x_1} = \text{tf}(2.\pi.5, [3 \ 2.\pi.5]) \quad (5)$$

Poslednou váhovou funkciou je funkcia W_{act} , ktorá ma tvar :

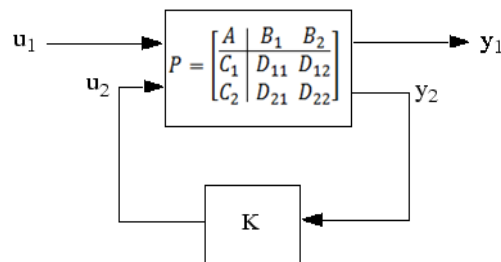
$$W_{act} = \text{tf}([1 \ 50], [1 \ 500]) \quad (6)$$

Obe funkcie W_{x_1} aj W_{act} sú ešte vážené konštantami, aby bolo možné nájsť optimálnu hodnotu pre splnenie všetkých požiadaviek, pretože výsledné riešenie musí byť vždy kompromisom.

Z predchádzajúcich stavových rovníc, zvolených stavov a schémy rozšírenia (Obrázok 2) je možné algebraickými úpravami získať zložitejšie matice stavového popisu váženého systému a získať rovnice dvojportového MIMO systému, ktorý bude použitý pre návrh regulátora.

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}} &= \bar{A}\bar{x} + \bar{B}_1\bar{u}_1 + \bar{B}_2\bar{u}_2 \\ \bar{y}_1 &= \bar{C}_1\bar{x} + \bar{D}_{11}\bar{u}_1 + \bar{D}_{12}\bar{u}_2 \\ \bar{y}_2 &= \bar{C}_2\bar{x} + \bar{D}_{21}\bar{u}_1 + \bar{D}_{22}\bar{u}_2 \end{aligned} \quad (7)$$

Keďže máme k dispozícii sústavu rozšírenú váhovými funkciami a konštantami, je možné navrhnuť samotný regulátor. Pre výpočet bola použitá funkcia *hinf* z Robust Control Toolbox v Matlabe, ktorá počíta suboptimálny H_∞ regulátor tak, aby norma uzavretej slučky, pre dané γ , bola $\|T_{y_1 u_2, \gamma}\|_\infty < 1$.



Obr. 3: Rozšírený systém P a regulátor K

Regulátor K navrhnutý pomocou H_∞ teórie a je šiesteho rádu. Jeho póly sú 1, 1687, 7.033e5, 1.46e8, 5.867e9, 1.945e11, 1.234e12 a nuly -1.358e4, -7,657e6, -5.288e8, -4.793e10, -2.015e11, +2.293e12.

5 Regulátor zameraný na zlepšenie jazdných vlastností vozidla

Ako bolo už v predchádzajúcej kapitole spomenuté, pri návrhu regulátora je nutné navrhnuť váhové funkcie. V prípade regulátora na zlepšenie jazdných vlastností vozidla to sú funkcie W_{act} a $W_{x_1-x_3}$. Funkcie W_{ref} a W_n budú v tomto prípade rovnaké ako v predchádzajúcej časti. Signál x_1 je teraz vážený funkciou $W_{x_1-x_3}$, toto váženie priamo upravuje jazdné vlastnosti vozidla.

Váhové funkcie W_{x1-x3} a W_{act} majú pre tento prípad tvar :

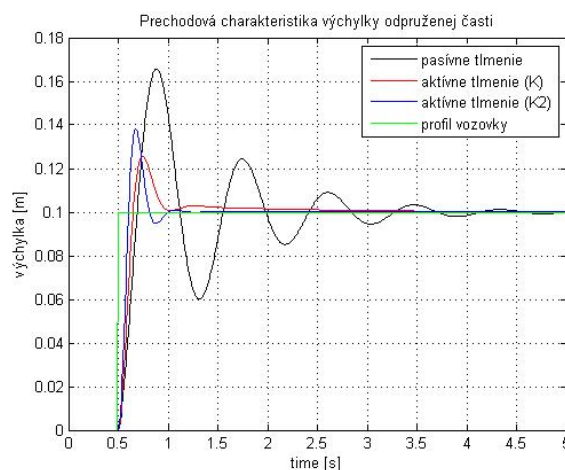
$$W_{x1-x3} = tf(1, [1/10 \ 1]) \quad (8)$$

$$W_{act} = tf([1 \ 50], [1 \ 500]) \quad (9)$$

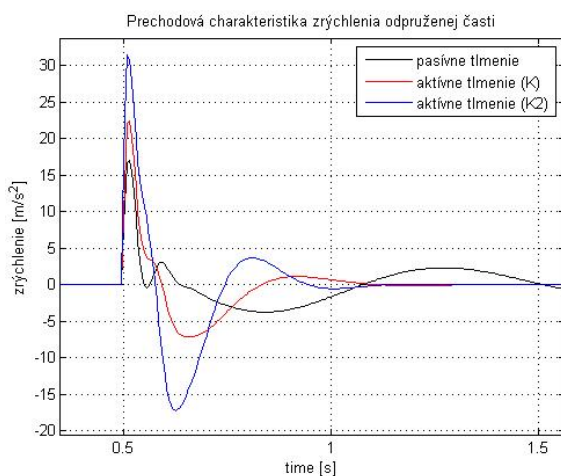
Ďalší postup návrhu regulátora je totožný s postupom opísaným v kapitole 4. Pomocou váhových funkcií je možné meniť tvar frekvenčnej krivky, veľkosť prvej amplitúdy, hodnotu zrýchlenia, ale i čas uregulovania systému. Navrhnutý regulátor $K2$ má póly 1, 5.753e5, 2.638e8, 1.271e10, 1.22e12, 1.123e13, 4.194e11 a nuly 1.04e4, 5.89e6, 4.186e8, 3.776e10, 2.458e11, -6.173e11.

6 Výsledky regulácie a porovnanie

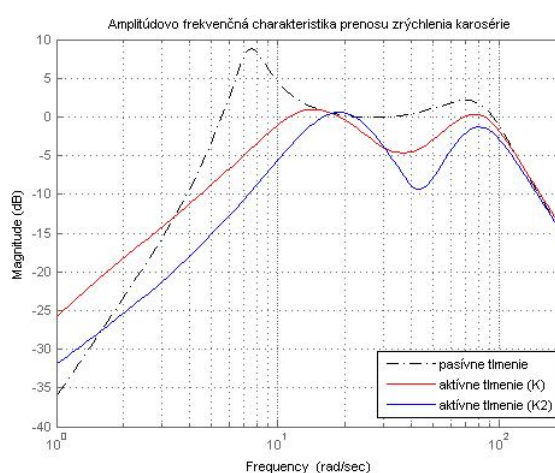
Rozdiel medzi navrhnutými regulátormi K a $K2$ je hlavne v celi ich regulácie. Regulátor K má za cieľ potláčať frekvenčné pásmo zrýchlenia karosérie, ako i dbať na veľkosť zrýchlenia aj za cenu dlhšieho času regulácie. Regulátor $K2$ však sleduje opačné ciele, skrátenie času regulácie je nadradené nad veľkosťou zrýchlenia karosérie. Preto, regulátor $K2$ ureguluje sústavu rýchlejšie, avšak je na to potrebná väčšia energia. Na obrázkoch 4. až 6. sú znázornené základné charakteristiky riadeného systému v časovej a frekvenčnej oblasti. Ako poruchový signál vozovky bola zvolená skoková zmena.



Obr. 4: Prechodová charakteristika aktívneho a pasívneho tlmenia systému



Obr. 5: Prechodová charakteristika zrýchlenia karosérie



Obr. 6: Amplitúdovo frekvenčná charakteristika zrýchlenia karosérie

Obrázok 4. obsahuje tri prechodové charakteristiky výchylky karosérie. Aktívne tlmenie s regulátorom K ureguluje systém za 1,035 sekundy s prvou najväčšou amplitúdou o veľkosti 0,1256 metra. Regulátor K2 ureguluje systém za 0,81 sekundy s prvou najväčšou amplitúdou o veľkosti 0,1381 metra. Systém považujeme za uregulovaný ak prekmit výchylky karosérie je menší ako 5 milimetrov. Na obrázkoch 5. a 6. je dobre vidieť rozdiel medzi regulátormi. Požiadavka rýchleho uregulovania systému, pre zlepšenie jazdných vlastností vozidla má za príčinu zvýšenie zrýchlenia karosérie. Protichodnosť základných požiadaviek na regulátor je možné riešiť vždy iba kompromisom. Pretože, príliš veľké potlačenie frekvenčného pásma má za následok zväčšenie zrýchlenia karosérie a zväčšenie prvej amplitúdy výchylky. Následkom toho je aj predĺženie času regulácie. Vplyv navrhnutých konštánt a váhových funkcií, ktoré vstupujú do rozšíreného modelu bolo overený simuláciou.

7 Záver

Článok sa venoval návrhu aktívne riadeného odpruženia na štvrtinovom modeli vozidla s využitím H_∞ teórie. Z grafov simulácie, môžeme usudzovať, že aktívnym riadením sa nám podarilo znížiť čas ustálenia karosérie ako aj oblasti prvej vlastnej uhlovej frekvencie, čo je zhruba v okolí 1,25 Hz. Na riešenie uvedenej problematiky bolo použitie softvérového prostredia Matlab so špecializovanou knižnicou z oblasti robustnosti Robust Control Toolbox.

8 Podakovanie

Článok bol pripravený pri grantovej podpore VEGA projektu „*Riadenie dynamických systémov reprezentované numerickou štruktúrou systému s rozloženými parametrami*“ (grant 1/0138/11) a APVV projektu „*High-tech riešenia pre technologické procesy a mechatronické komponenty, v riadiacich systémoch s rozloženými parametrami*“ (APVV-0131-10).

References

- [1] Veselý V. a Harsányi, L.: Robustné riadenie dynamických systémov. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislave 2007
- [2] Zhou, K., Doyle, J., Glover, K.: *Robust and Optimal Control*. New Jersey: Prentice Hall, 1996, ISBN 0-13-456567-3
- [3] ISO: 2631-1, 1997, “Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to wholebody vibration”.
- [4] Lokšík M.: Robustné riadenie mechatronického systému pruženia automobilu. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislave 2012