České vysoké učení technické v Praze Fakulta strojní Ústav mechaniky

Habilitační práce

Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů

Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

Obor habilitačního řízení - Aplikovaná mechanika

Praha

Poděkování

V souvislosti s předkládanou habilitační prací je mojí milou povinností poděkovat mým nejbližším kolegům za všestrannou pomoc a spolupráci. V první řadě patří můj velký dík Prof. Ing. Michaelu Valáškovi, DrSc., mému učiteli a nejbližšímu spolupracovníkovi, pod jehož vedením proběhly projekty, v jejichž rámci byly prezentované postupy vyvinuty a prakticky aplikovány. Dále bych rád poděkoval dalším třem kolegům z Ústavu mechaniky, s nimiž jsem na problémech aktivního snižování vibrací úzce spolupracoval, a to (v abecedním pořadí) Ing. Jaromíru Kejvalovi, Ph.D., Ing. Pavlu Steinbauerovi, Ph.D. a Ing. Ondřeji Vaculínovi, Ph.D. Můj dík dále patří i dvěma pro moji práci významným lidem, kteří již bohužel nejsou mezi námi, a to mému učiteli Prof. Ing. Vladimíru Stejskalovi, CSc. a koordinátoru projektu SADTS Prof. Dipl. Ing. Willi Kortümovi, Ph.D.. V neposlední řadě bych velmi rád poděkoval svým rodičům Janě a Antonínovi a manželce Gabriele za obětavou podporu ve všem mém snažení. A nakonec ještě nesmí chybět poděkování synovi Filípkovi, za to, že mi dělá radost.

Anotace

Snižování nežádoucích mechanických vibrací je klíčovým problémem v mnoha technických aplikacích. Možnosti jejich pasivního snížení mají svá omezení, takže použití řízených aktuátorů představuje mnohdy jedinou cestu, jak dosáhnout požadovaných parametrů stroje. Habilitační práce prezentuje shrnutí a zobecnění postupů, které bylo nutné vyvinout, doplnit a zobecnit při řešení několika projektů zakončených verifikačními experimenty na reálných prototypech. Jde o snížení dvnamického namáhání vozovek nákladními vozy pomocí řízení tlumičů, zrychlení odezvy řízeného tlumiče na řídící signál pomocí řízení využívajícího silovou zpětnou vazbu a o snížení vibrací vřeteníku obráběcího stroje aplikací aktivního dynamického hltiče s řízeným piezoaktuátorem. Mimo těchto projektů zakončených experimentálními ověřeními na prototypech vznikly další doplňující studie zaměřené na zmapování potenciálních možností poloaktivních aktuátorů. Byl zkoumán vliv tvaru pole dostupných charakteristik řízených tlumičů, vliv rychlosti jejich odezvy a byla provedena studie možností poloaktivní vibroizolace s aplikací například pro odpružení sedačky řidiče. Spojujícím tématem práce je vícekriteriální parametrická optimalizace použitá při syntéze zákonů řízení aktuátorů pro snižování vibrací. Východiskem optimalizace jsou různé varianty simulačních modelů zařízení. Výsledkem řešení několika popsaných projektů a studií je vytvoření metodiky postupu syntézy řízeného snižování vibrací.

Abstract

The suppression of mechanical vibrations is one of the key problems within many technical applications. The possibilities of their passive suppression are limited, so that the usage of controllable actuators is often the unique approach to reach demanded parameters of machine. The work presents summary and generalization of procedures developed and completed during solutions of several projects. The projects ended in experimental verifications on prototypes. Namely they were project concerning semi-active truck suspension used for suppression of dynamic load of road caused by trucks, project about improving of controllable shock absorber dynamics by means of damper force feedback control and project dealing with suppression of vibrations of machine tool spindle head by the help of active dynamic absorber equipped with piezoactuator. In addition to these projects the work presents other connected studies concerning potential possibilities of semi-active actuators, namely the influence of shape of controllable damper characteristics and the influence of speed of its response. The possibility of semi-active vibroizolation of driver seat is analyzed by special study. The unific theme of work is the multiobjective parameter optimization used for synthesis of actuator control in order to suppress vibrations. The different variants of simulation models of systems are optimized. The main outcome of solutions of several described projects and studies is the methodology of synthesis of active and semi-active vibration suppression.

Obsah

	Sez	znam obrázků	5	
	Pou	užité značení	7	
1	Úvo	bd	8	
2	2 Přehled metod a prostředků řízeného snižování kmitání		9	
	2.1	Pasivní a aktivní vibroizolace – motivační příklad	.11	
	2.2	Řízené tlumící prvky – prostředky pro poloaktivní alternativu	.15	
		2.2.1 Kapalinové viskózní tlumiče	.16	
		2 2 2 Elektroreologické a magnetoreologické tlumiče	17	
3	Svn	téza zákonů řízení pro snižování kmitání pomocí		
·	opti	optimalizací matematických simulačních modelů 19		
	31	Simulační model	20	
	3.2	Volha cílové funkce	20	
	33	Volba poruch a huzení	21	
	3.5		. 21	
	3. 4 3.5	Volua zakona fizchi	. 21	
	2.6		. 25	
1	5.0 Ďíz	oní tlumičů nákladních automobilů	. 20	
4	NIZ 4 1	Simulažní modol žízaného tlumiže	21	
	4.1		. 20	
	4.2	Simulachi modely hakiadhich vozu a vozovky pro syntezu rizeni.	. 30	
	4.3	Vyvoj nelinearniho rizeni tlumicu pomoci vicekriterialni optimalizace.	. 32	
		4.3.1 Nelinearni EGH rizeni	. 33	
		4.3.2 Simulační vyhodnocování výsledků řízení tlumičů	. 34	
	4.4	Implementace řízení tlumičů a experimentální výsledky	. 36	
		4.4.1 Rekonstrukce sil do vozovky a usporadani experimentu $\dots \dots$. 3/	
5	Zn	4.4.2 vysicuky experimentu a siinuu	. 39	
3	Z P 5 1	Dynamická měření a identifikace řízeného tlumiče	42	
	5.2	Syntéza zpětnovazebního řízení síly v tlumičích	. 72	
	5.3	Experimentální vyhodnocení zpětnovazebního řízení síly v tlumičích.	. 45	
6	Polo	oaktivní vibroizolace	46	
	6.1	Zvolený model a jeho parametry	. 46	
	6.2	Syntéza řízení tlumiče pro vibroizolaci	. 48	
	6.3	Simulační výsledky pro poloaktivní a pasivní vibroizolaci	. 49	
7	Ŕíze	ená absorpce kmitání obráběcího stroje	52	
	7.1	Piezoelektrický aktuátor v řízeném dynamickém hltiči	52	
	7.2	Syntéza řízení dynamické absorpce pomocí optimalizace	54	
	1.3	Implementace fizeni hltiče	58	
Q	/.4 74-		39	
ð			02	
У	LITE	ะาสเนาส	63	

Seznam obrázků

Obr. 2.1 Fyzikální interpretace anirezonančních frekvencí na příkladu nosníku

Obr. 2.2 Základní schema pasivního dynamického hltiče

Obr. 2.3 Aktivní (a) a semiaktivní (b) dynamický hltič

Obr. 2.4 Piezoaktuátor PZTLV P820-60, připojovací prvek a napěťový zesilovač

Obr. 2.5 Příklad pasivní a aktivní varianty vibroizolace

Obr. 2.6 Situace izolované hmoty m vlivem integrální silové zpětné vazby

Obr. 2.7 Stabilitní a přenosové vlastnosti pro variantu z Obr.2.5 a) pro různé hodnoty b

Obr. 2.8 Stabilitní a přenosové vlastnosti pro variantu z Obr.2.5 b) resp. Obr.2.6 pro různé p

Obr. 2.9 Základní schema charakterizující idealizovaný poloaktivní aktuátor

Obr. 2.10 Obecné schema řízeného kapalinového viskózního tlumiče

Obr. 2.11 Schema řezu řízeného tlumiče Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED

Obr. 2.12 Schema řiditelného ER tlumiče

Obr. 2.13 Schema řiditelného MR tlumiče

Obr. 3.1 Referenční a hledaný přenos z jejichž rozdílů je počítána cílová funkce

Obr. 3.2 Ilustrace výpočtu řídící veličiny z požadované akční veličiny a stavů pro tlumič

Obr. 3.3 Ideální koncepce "Sky-hook" pro snižování kmitání

Obr. 3.4 Umístění senzorů a aktuátoru při poloaktivní vibroizolaci

Obr. 3.5 Uvažovaný tvar nelineárních funkcí zákona řízení f_{12} a f_2

Obr. 3.6 Ukázka výsledků globální optimalizace pro různá nastavení váhových koeficientů

Obr. 4.1 Experimentální prototypy nákladních vozů

Obr. 4.2 Řízené tlumiče instalované na hnané nápravě vozu ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03

Obr. 4.3 Základní schema fenomenologického modelu tlumiče

Obr. 4.4 Schema referenčního modelu vozu ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03

Obr. 4.5 Schema modelu vozu M.A.N. 19-362 s návěsem

Obr. 4.6 Extended Ground-Hook

Obr. 4.7 Vliv dynamických vlastností tlumiče na výsledky optimalizace

Obr. 4.8 Pareto množiny pro různá nastavení tlumiče a optimalizaci pro hrbol (bump)

Obr. 4.9 Frekvenční výkonové hustoty síly do vozovky při použití různých typů tlumičů

Obr. 4.10 Základní sada senzorů použitých ve zpětné vazbě pro řízení

Obr. 4.11 Schema měření síly do vozovky

Obr. 4.12 Prostředky pro nepřímé měření dynamické síly do vozovky

Obr. 4.13 Testovací trať a překážky ze semináře na IKA RWTH Aachen

Obr. 4.14 Tvar testovací překážky pro experimenty v rámci projektu SADTS

Obr. 4.15 Průběh sil pro pasivní nastavení a řízení tlumičů pro přejezd "rampy Copernicus"

Obr. 4.16 Kriterium DLSF_{95%} pro pasivní nastavení a řízení tlumičů pro průjezd testovací trait

Obr. 4.17 Menší nerovnost – zobrazení průběhů sil F_d pro několik realizací jízdy

Obr. 4.18 Větší nerovnost – zobrazení průběhů sil F_d pro několik realizací jízdy

Obr. 5.1 Tlumič v hydrodynamické laboratoři s přídavným délkovým čidlem

Obr. 5.2 Příklad dvou výsledků experimentů s harmonickým buzením

Obr. 5.3 Schema s vyznačením identifikovaných parametrů dynamiky odezvy

Obr. 5.4 Náběh síly v tlumiči se silovou zpětnou vazbou a bez zpětné vazby

Obr. 6.1 Schema mechanického modelu použitého pro syntézu řízení

Obr. 6.2 Struktura použitého modelu tlumiče

Obr. 6.3 Chování tlumiče pro poloaktivní režim a různá konstantní řídící napětí

Obr. 6.4 Optimalizace RMS filtrovaného (ISO 2631) zrychlení izolované hmoty

Obr. 6.5 Odezva izolované hmoty při pohybu základu dle jednoho signálu 2-15 [Hz]

Obr. 6.6 Odezva izolované hmoty při pohybu základu superpozicí dvou rozmítaných sinů

Obr. 6.7 Příklad uvažovaného stochastického pohybu základu

Obr. 6.8 RMS filtrovaného (ISO 2631) zrychlení izolované hmoty při buzení z Obr. 6.7

Obr. 7.1 Schema umístění a deformace piezoaktuátoru mezi primární hmotou a hmotou hltiče

Obr. 7.2 Fotografie použitého piezoaktuátoru Physik Instrumente P820-60 v zástavbě hltiče

Obr. 7.3 Schema použitého mechanického modelu soustavy

Obr. 7.4 Schema rozmístění akcelerometrů použitých pro zpětnovazební řízení

Obr. 7.5 Přenos modelu systému s LQR a optimalizovanou výstupní zpětnou vazbou

Obr. 7.6 Zpracování signálu akcelerometru pro použití v řídícím algoritmu

Obr. 7.7 Schema implementace řídícího algoritmu

Obr. 7.8 Experimentální výsledky pro primární hmotu a buzení 8000 ot/min (133.33 Hz)

Obr. 7.9 Experimentální výsledky pro hmotu motoru a buzení 8000 ot/min (133.33 Hz)

Obr. 7.10 Naměřené frekvenční (otáčkové) závislosti amplitudy zrychlení pro vřeteník

Obr. 7.11 Naměřené frekvenční (otáčkové) závislosti amplitudy zrychlení pro motor

Použité značení

amp ... amplituda kmitání [m] b, b_i, b_{ij} ... součinitel tlumení [Ns/m] **B** ... matice tlumení lineárního dynamického systému DLC ... součinitel dynamického zatížení vozovky (Dynamic Load Coefficient) [1] DLSF ... součinitel dynamického poškození vozovky (Dynamic Load Stress Factor) [1] DLSF_{95%} ... modifikovaný součinitel dynamického poškození vozovky [1] f ... frekvence [1/s] $f_i(p_1, p_2, ..., p_n), g_i(p_1, p_2, ..., p_n) \dots$ dílčí cílové funkce $F(p_1, p_2, ..., p_n)$... celková cílová funkce F_{act} ... skutečná síla vyvozená aktuátorem [N] F_d ... skutečná síla vyvozená tlumičem [N] $F_{rd} = F_{rd}(s_1, s_2, \dots, s_m, p_1, p_2, \dots, p_n) \dots$ zákon řízení (požadovaná síla) [N] $F = F(v_{rel}, i)$... statické charakteristiky pro sílu řízeného tlumiče [N] $i, i_1 \dots$ proud [A] $i = i(F, v_{rol})$... statické charakteristiky pro řídící proud řízeného tlumiče [A] k, k_i, k_{ii} ... tuhost [N/m]K ... matice tuhosti lineárního dynamického systému m, m_i ... hmotnost [kg] M ... matice hmotnosti lineárního dynamického systému p_1, p_2, \dots, p_n ... optimalizační parametry systému $\mathbf{s} = [s_1, s_2, \dots, s_m]^T \dots$ vektor stavů systému t. τ ... čas [s] $T_{\rm d}$... dopravní zpoždění [s] $T \dots$ časová konstanta [s] $U, U_1 \dots$ napětí [V] $U_{rd} = U_{rd}(s_1, s_2, \dots, s_m, F_{rd}) \dots$ řídící veličina aktuátoru (např. [V]) $U_{\rm ft}$... řídící veličina aktuátoru bez zpětnovazební korekce (např. [V]) U_{fb} ... zpětnovazební korekce řídící veličiny (např. [V]) U_c ... celková hodnota řídící veličiny (např. [V]) v_{rel} ... relativní rychlost v tlumiči [m/s] $v_{rel} = v_{rel}(i, F)$... statické charakteristiky pro relativní rychlost řízeného tlumiče [m/s] $x, x_i, y, y_i, z, z_i \dots$ souřadnice polohy [m] $\dot{x}, \dot{x}, \dot{y}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{z}, v, v_i \dots$ rychlost [m/s] $\ddot{x}, \ddot{x}_i, \ddot{y}, \ddot{y}_i, \ddot{z}, \ddot{z}_i, a, a_i \dots$ zrychlení [m/s²] $|Y(j\omega)/Z(j\omega)|, \frac{|x_{2i}|}{|w|}|_{VZV}, \frac{|x_{2i}|}{|w|}|_{LOB}$... přenosy definované pro lineární dynamický systém $\mathbf{z} = [z_1, z_2, ..., z_m]^T$... vektor stavů systému ω ... úhlová rychlost [rad/s]

1 Úvod

Minimalizace nežádoucích mechanických vibrací je bezesporu jedním z významných úkolů při návrhu a realizaci mnoha technických zařízení. Zejména v rezonančních oblastech u slabě tlumených soustav mohou vibrace dosáhnout nepřijatelných hodnot. Na vznikající vysoké dynamické síly často nejsou zařízení navrhována a při vystavování konstrukcí takovýmto vibracím může záhy docházet k jejich trvalému poškození i úplné destrukci. Velmi závažným příkladem takové situace je poškození stavebních konstrukcí při zemětřeseních. U mnohých zařízení sice vznikající nežádoucí vibrace nevedou k mechanickému poškození, ale významně znehodnocují jejich požadovanou funkční přesnost. Příkladem mohou být obráběcí stroje nebo lehké nosné konstrukce měřících zařízení na oběžné dráze. Dalším speciálním příkladem jsou vibrace podvozků automobilů, které je nutno redukovat s ohledem na pohodlí osádky, stabilitu sil mezi pneumatikou a vozovkou a optimalizaci prostoru odpružení. Vibrace konstrukcí jsou velmi často také zdrojem neakceptovatelné hladiny hluku. Spektrum aplikací pro metody snižování vibrací je tedy velmi široké.

Možnosti snižování vibrací jako mnoho dalších oblastí techniky významně rozšířil nástup mechatroniky v tomto případě reprezentovaný řízenými aktuátory začleněnými spolu se senzory a řídící elektronikou do technického díla. Frekvenční a amplitudový rozsah a další okolnosti nežádoucích vibrací v technických aplikacích jsou značně rozmanité, což vyžaduje vývoj mnoha různých typů aktivních prvků a taktéž vývoj mnoha variant řídících algoritmů. Nové mechatronické postupy snižování vibrací umožňují výrazné zlepšení vlastností strojů v oblasti vibrací, ale zároveň kladou vyšší nároky na jejich vývoj. Klíčové místo v něm mají metody virtuálního modelování pomocí počítačových simulací. Jen s jejich pomocí je možné řešit koncepční otázky formulace zákona řízení, volby a umístění aktuátorů a senzorů a konečně ladění velkého množství parametrů často v zákoně řízení vystupujících. Experimenty na prototypu musí následovat až po důkladné simulační přípravě. Nutnost dostatečně vypovídajícího virtuálního modelování pak zpětně klade vyšší nároky na metody syntézy v oblasti modelů a simulací.

Tato habilitační práce prezentuje shrnutí a zobecnění postupů, které bylo nutné vyvinout, doplnit a zobecnit při řešení několika projektů zakončených verifikačními experimenty na reálných prototypech. Jejím spojujícím ústředním tématem je návrh a použití různých variant optimalizace simulačních modelů mechatronických zařízení při syntéze řízeného snižování vibrací. Práce je uspořádána do osmi kapitol. Po úvodu následuje ve druhé kapitole stručný přehled stavu problematiky řízeného snižování vibrací. Třetí kapitola přináší obecný popis a základní myšlenky vytvořené metodiky níže rozvinuté pro jednotlivé řešené problémy. Ve čtvrté kapitole je popsán vývoj poloaktivního pérování nákladního automobilu šetrného k vozovce. V páté kapitole navazuje popis optimalizace a implementace silové zpětné vazby řízeného automobilového tlumiče s cílem zrychlení jeho odezvy na řídící signál. Šestá kapitola je věnována studii poloaktivní vibroizolace na příkladu sedačky řidiče. Prototyp aktivního dynamického hltiče vibrací obráběcího stroje s použitím piezoaktuátoru je pak prezentován v kapitole sedmé. Osmou kapitolou je stručný závěr. Rovnice a obrázky jsou číslovány v každé kapitole zvlášť, citovaná literatura pro celou práci společně.

2 Přehled metod a prostředků řízeného snižování kmitání

Metody potlačování mechanických vibrací strojů a staveb lze rozdělit podle několika kriterií. Rozdělení, které bude v předkládané práci často bráno v potaz, charakterizuje vkládané přídavné prvky z hlediska ovladatelnosti. Může se jednat o následující tři základní typy prvků.

- Pasivní neřízený prvek, jakým jsou různé realizace tlumičů a pružně-tlumících prvků.
- Poloaktivní (semiaktivní) aktuátor, tedy řízený zdroj tlumící síly.
- Aktivní aktuátor, tedy řízený zdroj obecné síly.

Aktivní a semiaktivní varianty řešení zařazují do tlumené struktury řetězec: senzor-řídící jednotka-aktuátor. Ze senzorů jsou nejčastěji používány různé typy akcelerometrů, odporová či indukční délková čidla, laserové interferometry pro měření vzdáleností a tenzometry. V případě takzvaných "smart structures" je často dosahováno vysokého stupně integrace senzorů a aktuátorů s distribuovanými lokálními systémy řízení pro kolokované páry senzor-aktuátor. Vhodné pro budování takovýchto integrovaných struktur jsou například piezoelektrické materiály vykazující elektricko-mechanickou vazbu použitelnou jak pro aktuátory, tak pro senzory. Piezoelektrické materiály jsou vhodné pro aktivní systémy snižování mechanických vibrací o malých amplitudách zahrnujíce i sub-mikrometrovou oblast. Dalšími používanými materiály s ovladatelnými mechanickými vlastnostmi jsou například magnetoreologické kapaliny nebo magnetostrikční materiály. Zdroje řízené síly mohou vzniknout i úpravou konstrukcí používaných běžně pro pasivní mechanické prvky. Příkladem jsou řízené tlumiče, u nichž je akčním zásahem elektromagnetu ovládána velikost průtokového otvoru jednoho z ventilů.

Aktivní prvky mohou být řízeny pomocí zpětnovazebních strategií (feedback), nebo pomocí metod adaptivní kompenzace rušivého signálu (feedforward) [1]. Výhodou druhé (feedforward) metody je zejména možnost použít pro řízení podstatně nižší vzorkovací frekvence než u zpětnovazebních postupů [2]. Vzorkovací frekvence při zpětnovazebních strategiích musí být obvykle minimálně o dva řády vyšší než je maximum frekvenčního intervalu, na který je zacíleno implementované řízení. U kompenzačních strategií typicky dostačuje vzorkovací frekvence pouze o jeden řád vyšší než je uvažované frekvenční maximum. Důvodem je skutečnost, že účinnost kompenzačních (feedforward) zásahů je méně citlivá na přesnost fázového posuvu signálů aplikovaných na systém. Hlavní slabinou kompenzačních strategií je nutnost mít k dispozici dostatečně kvalitní signál korelovaný se zdrojem nežádoucích vibrací. To často není možné. Postupy snižování vibrací prezentované v této práci se řadí do kategorie zpětnovazebních strategií. Další důležité rozdělení metod vychází z fyzikálního charakteru zásahu a rámcově vymezuje následující čtyři způsoby.

- Absorpce vibrací, při níž připojíme k soustavě sekundární strukturu, která pohlcuje energii vstupního buzení a tím snižuje účinek na stroj.
- Realizace přídavného tlumení zvyšujícího poměrný útlum vlastních tvarů struktury.
- Vibroizolace, při níž je struktura izolována od nežádoucího buzení.
- Vibrokompenzace, tedy zmiňované "feedforward" metody generování "proti-signálu".

Prvním ze způsobů snižování vibrací je metoda vibroabsorpce. Při této dobře známé metodě je mechanická soustava modifikována tak, že se stane necitlivou vůči předpokládanému rušivému buzení. Dosaženo je toho tím, že k soustavě připojíme přídavnou strukturu, na kterou se vhodně přenesou nežádoucí vibrace primární soustavy. Z hlediska výsledné struktury po modifikaci odpovídá frekvence dynamického hltiče jisté antirezonanční frekvenci. Hodnoty antirezonančních frekvencí jsou na rozdíl od rezonančních frekvencí závislé na místě buzení. Pokud bychom výslednou buzenou strukturu pevně uložili v místě buzení (Obr 2.1 ilustruje toto pro podepřený nosník), odpovídaly by rezonanční frekvence takto fiktivně upravené struktury antirezonančním frekvencím buzené struktury [1].



Obr. 2.1 Fyzikální interpretace anirezonančních frekvencí na příkladu nosníku

Jednoduchá struktura pro vibroabsorpci je známa jako dynamický hltič. Je-li provedena bez použití aktivních prvků, budeme o ní hovořit jako o "pasivním dynamickém hltiči". Takový dynamický hltič byl vynalezen H. Frahmem v roce 1909 (patent [3] z roku 1911). Skládá se z přídavné hmoty, která je na původní mechanický systém připojena pomocí prvku tuhosti a prvku tlumení (Obr. 2.2).



Obr. 2.2 Základní schema pasivního dynamického hltiče

Vhodnou volbou parametrů (hmotnost přídavné hmoty, tuhost a tlumení připojovacích členů) lze u hltiče ladit vlastní frekvenci na hodnotu vlastní frekvence primárního tlumeného systému, nebo případně na hodnotu výrazné budící frekvence, jejíž vliv na primární soustavu je nutné snížit [4]. Po připojení hltiče je původní rezonanční vrchol nahrazen dvojicí nových vrcholů. Míra snížení výchylky pro frekvenci odpovídající původní vlastní frekvenci a výšky nových dvou rezonančních vrcholů závisí na velikosti konstanty tlumení b_2 . Hlavní nevýhodou pasivního hltiče je velká citlivost výsledků na přesné naladění mechanických parametrů připojované soustavy, nebo-li úzké frekvenční pásmo jeho účinnosti. Tato nevýhoda vedla k myšlence použití řízeného hltiče vzniklého zařazením aktivních nebo semiaktivních členů do systému (např. [5] - [9]).

Použitím aktivních členů při návrhu dynamického hltiče dostáváme tzv. aktivní hltiče kmitů. Jde o nahrazení původního pasivního členu mezi soustavou a hmotou hltiče členem aktivním (Obr. 2.3 (a)). Aktivní nazýváme takový prvek, který je schopen do systému vnášet energii. Aktivní člen může využívat jako zdroj vnější energie hydraulické kapaliny, tlakového plynu, elektrické energie a jiných zdrojů. Velkou výhodou aktivních hltičů je především možnost řídit aktivní prvek tak, aby celý hltič pracoval v daleko širším intervalu frekvencí. Nevýhodou aktivního řešení je nebezpečí zesílení vysokých frekvencí vlivem zpětné vazby

známé jako "spill over" [1] a obecně nebezpečí destabilizace soustavy. Reálná účinnost zařízení závisí na vhodné volbě řídícího algoritmu a je samozřejmě vždy omezena silovými, mechanickými a energetickými limity aktivního členu. Mezi novými metodami řízeného snižování vibrací pomocí absorpce lze uvést použití aktivního řízení s použitím dopravního zpoždění polohy ve zpětné vazbě [10], [11], [12]. Tento přístup lze dále rozvíjet pro vícenásobné frekvence [13], nebo je možno nahradit zpětnou vazbu z výchylek zpětnou vazbu ze zrychlení [14]. Základním problémem této metody řízení aktivního hltiče vibrací je však zajištění stability výsledného systému.



Obr. 2.3 Aktivní (a) a semiaktivní (b) dynamický hltič

Z hlediska odstranění stabilitních problémů systému s hltičem je nejbezpečnějším řešením nahrazení aktivního prvku prvkem semiaktivním (Obr. 2.3 (b)). Pro snižování vysokofrekvenčních vibrací o velmi malých amplitudách výchylek, typických například pro obráběcí stroje, nejsou klasické řízené tlumiče vhodné. Jednou z alternativ je použít piezoelektrický aktuátor, kterému jsou výchylky těchto rozsahů vlastní, a pokusit se jej řídit jako zařízení disipativní [9], [15].

Druhým ze způsobů snižování vibrací je metoda aktivní realizace přídavného tlumení. K tomuto účelu mohou být opět použity piezoaktuátory různého typu vkládané do konstrukce na místa pasivních prvků [16], [17], nebo elektrodynamické aktuátory (proof mass actuator), [1] u nichž je přídavná tlumící síla působící na soustavu realizována pomocí řízeného pohybu pružně uložené hmoty aktuátoru generujícího setrvačnou sílu.

Možnosti zpětnovazební aktivní vibroizolace oproti pasivní budou demonstrovány na jednoduchém příkladu aplikace řízeného piezoaktuátoru, který můžeme zjednodušeně modelovat jako poddajný prvek s ovladatelnou volnou délkou [1]. Její prodloužení budeme uvažovat přímo úměrné aplikovanému řídícímu napětí $l_0 = l_{00} + qu$ (Obr. 2.5 b)).

2.1 Pasivní a aktivní vibroizolace – motivační příklad

Budeme předpokládat, že základna v obou případech kmitá harmonickým pohybem s úhlovou frekvencí ω . Analyzovat budeme odezvu na buzení v okolí vlastní frekvence pružně uložené izolované hmoty. Tuhost pružiny u pasivního uložení budeme předpokládat stejnou, jako tuhost piezoaktuátoru (k = $17*10^6$ [N/m]), hmotnost izolované hmoty bude v obou případech m = 100 [kg]. Koeficient prodloužení volné délky piezoaktuátoru bude q = $6*10^{-7}$ [m/V].

Tyto hodnoty odpovídají parametrům nízkonapěťového piezoaktuátoru firmy Physik Instrumente PZTLV P820-60 (Obr. 2.4). Provozní napětí dodává napěťový zesilovač v rozsahu 0 až 100 V. Tomu odpovídá zdvih 0 až 60 mikrometrů. Dovolené zatížení v tlaku je 800N a v tahu 300 N. Při připojení je nutno vyloučit namáhání ohybem a krutem. Pro kompenzaci těchto vlivů výrobce dodává pružný připojovací prvek (flexible tip).



Obr. 2.4 Piezoaktuátor PZTLV P820-60, připojovací prvek a napěťový zesilovač

V případě aktivní vibroizolace budeme uvažovat takzvanou integrální silovou zpětnou vazbu [16] s parametrem zesílení p. Jedná se o jednoduchou metodu aktivní vibroizolace tuhých a poddajných soustav, jejíž účinnost a robustnost lze dokumentovat aplikací základních zákonů mechaniky. Ve schematu na obrázku 2.5 a v rovnicích (2.2) uvažujeme ve výpočtu řídícího napětí u měřenou celkovou sílu F přenášenou aktuátorem kladnou pro tah a zápornou pro tlak. V případě pasivně izolované hmoty bude parametrem koeficient lineárního tlumiče b. V obou případech jde o lineární systémy, což umožní charakterizovat jejich chování pomocí přenosových funkcí a jejich stabilitu pomocí vlastních čísel systémových matic.



a) pasivní vibroizolaceb) aktivní vibroizolaceObr. 2.5 Příklad pasivní a aktivní varianty vibroizolace

Dynamické rovnice pro soustavy z obrázku 2.5 mají následující tvar

pro pasivní variantu a)
$$m\ddot{y} = -k(y - z(t)) - b(\dot{y} - \dot{z}(t))$$
 (2.1)

pro aktivní variantu b)
$$\begin{split} & m\ddot{y} = -k(y-z(t)-qu) \\ & \dot{u} = pk(y-z(t)-qu) \end{split}$$
(2.2)

Po převedení do stavového popisu ve tvaru $\dot{s} = As + Bd$ dostáváme

pro pasivní variantu a)
$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{v} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{b}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{k}{m} & \frac{b}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z(t) \\ \dot{z}(t) \end{bmatrix}$$
(2.3)

pro aktivní variantu b)
$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{v} \\ \dot{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k}{m} & 0 & \frac{kq}{m} \\ pk & 0 & -pkq \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ v \\ u \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k}{m} \\ -pk \end{bmatrix} [z(t)].$$
(2.4)

Pro aktivní variantu této elementární soustavy je zřejmé, že pravé strany obou rovnic (2.2) jsou analogické. Můžeme tedy psát, že

$$m\ddot{y} = -\frac{\dot{u}}{p}$$
(2.5)

a po integraci

$$m\dot{y} = -\frac{u}{p}.$$
(2.6)

Popsané řízení piezoaktuátoru tedy modifikuje původní mechanickou soustavu na soustavu popsanou následující pohybovou rovnicí

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{y}} = -\mathbf{k}(\mathbf{y} - \mathbf{z}(t)) - (\mathbf{kqpm})\dot{\mathbf{y}}.$$
(2.7)

Tato rovnice by odpovídala uložení hmoty m, tak jak je naznačeno na obrázku 2.6 a jedná se o analogii konceptu aktivního tlumení vibrací známého jako "sky-hook" [18]. Chování aktuátoru zde pro izolovanou hmotu m emuluje situaci připojení tlumičem k základnímu rámu.



Obr. 2.6 Situace izolované hmoty m vlivem integrální silové zpětné vazby



Obr. 2.7 Stabilitní a přenosové vlastnosti pro variantu z Obr.2.5 a) pro různé hodnoty b



Obr. 2.8 Stabilitní a přenosové vlastnosti pro variantu z Obr.2.5 b) resp. Obr.2.6 pro různé p

Z porovnání numerických výsledků (Obr.2.7, Obr.2.8) pak vyplývá skutečnost, že stabilitní vlastnosti vyjádřené vlastními čísly jsou u obou variant analogické, zatímco přenosová funkce $|Y(j\omega)/Z(j\omega)|$ pro systém z Obr.2.5 b) resp. Obr.2.6 má výrazně příznivější průběh než pro verzi z Obr.2.5 a). Tento jednoduchý případ ukazuje možnosti aktivního snižování vibrací a zároveň demonstruje užitečnost fyzikálního vhledu do problematiky. V první řadě z rozboru vyplývá, že pokud bychom při praktické implementaci byli schopni přímo realizovat uspořádání z obrázku 2.6, nemělo by smysl investovat do nákladnější realizace pomocí aktivního prvku z obrázku Obr.2.5 b). V mnoha případech je ovšem zcela nemožné uspořádání z Obr. 2.6 realizovat a ke zlepšení vibroizolace pak přichází v úvahu aktivní nebo poloaktivní řešení. Příkladem může být poloaktivní vibroizolace s aplikací na sedačku řidiče prezentovaná studií v kapitole 6, nebo aktivní vibroizolační propojení dvou soustav na oběžné dráze zmiňované v [16].

Rozšířením a zobecněním čisté vibroizolace je pak řešení odpružení vozidel o němž bude pojednáno v kapitolách 4 a 5. Aktivní, respektive poloaktivní řešení zde navíc přináší lepší možnost současného vyhovění protichůdným požadavkům ("pohodlí" versus stabilita sil mezi vozovkou a kolem) na naladění odpružení.

2.2 Řízené tlumící prvky – prostředky pro poloaktivní alternativu

Jak již bylo zmiňováno v předchozím odstavci, základním problémem použití aktivních prvků při zpětnovazebném snižování nežádoucích vibrací je nebezpečí zhoršení odezvy pro jisté frekvence a nebezpečí vzniku nestabilit (např. [1], [13], [14], [16]). Tato nebezpečí lze omezit vhodným výběrem a naladěním použitého zákona řízení, ale nikdy je nelze zcela eliminovat. To platí i v případě, že pro uvažované modely aktuátorů a soustavy existuje možnost dokázat stabilitu výsledného systému a simulačně odladit žádoucí odezvu. Veškeré modely použitých aktuátorů a celé soustavy jsou totiž pouze přibližné a typicky omezené zejména frekvenčně. V některých případech se k této nevýhodě může přidat i přílišná energetická náročnost plně aktivního snižování vibrací.

Alternativou, která je v tomto ohledu podstatně bezpečnější, je použití poloaktivních (semiaktivních) aktuátorů [18]-[22]. U nich je řízena pouze velikost tlumící síly, energie je ze systému pouze řízeně odebírána. U této varianty odpadá nebezpečí destabilizace a v mnoha případech je možné přesto dosáhnout výsledků podstatně lepších, než pro čistě pasivní řešení. Relaci mezi výsledky dosažitelnými aktivním, semiaktivním či pasivním postupem je nutné posoudit vždy individuálně případ od případu.



Obr. 2.9 Základní schema charakterizující idealizovaný poloaktivní aktuátor

Základní funkci semiaktivního aktuátoru znázorňuje schema idealizovaného řízeného tlumiče, který je schopen vyvinout sílu v lineárně ohraničeném pásmu daném limity tlumících koeficientů b_{\min} a b_{\max} (Obr. 2.9). Nejprve je z požadované síly F_r a okamžité relativní rychlosti v tlumiči v_{rel} vypočítán koeficient

$$b_{act} = \frac{F_r}{v_{rel}} .$$
(2.8)

Ten je potom porovnán s limitními hodnotami a v případě jejich překročení je aplikována síla na příslušné mezi dosažitelnosti

$$b_{\max} \quad pokud \quad b_{\max} < b_{act}$$

$$b_{semi-active} = b_{act} \quad pokud \quad b_{\min} < b_{act} < b_{\max}$$

$$b_{\min} \quad pokud \quad b_{act} < b_{\min}$$
(2.9)

$$F_d = F_{semi-active} = b_{semi-active} v_{rel} \,. \tag{2.10}$$

Řízené tlumící prvky mohou být realizovány různým způsobem. Základní variantou je modifikace standardního kapalinového tlumiče [23]-[25], u níž jsou některé z jeho škrtících ventilů řiditelné. Alternativou jsou pak tlumiče s magnetoreologickou kapalinou respektive elektro-reologickou kapalinou [26], [27].

Mimo toho je možné pomocí řídícího algoritmu provozovat jako semiaktivnítakové aktuátory, které mají potenciál být plně aktivní. V tomto ohledu přichází v úvahu opět piezoaktuátory [9], nebo například lineární elektrické pohony [28]. Tyto varianty jsou zvláště naléhavé pro řízené tlumení vibrací o vyšších frekvencích nad několik desítek Hz a pro velmi malé amplitudy, kde zatím chybí vhodné poloaktivní členy. Do této oblasti spadají časté potenciální aplikace jako například tlumení vibrací obráběcích strojů, měřících přístrojů a podobně.

2.2.1 Kapalinové viskózní tlumiče

Základní realizací semiaktivního aktuátoru je hydraulický tlumič s proměnnými škrtícími ventily. Řízení průtoku těmito ventily může být buď pouze dvoustavové (maximální / minimální průřez), nebo plynule řiditelné. Řízený průtok bývá nejčastěji realizován buď pneumaticky (u systému s menšími požadavky na rychlost reakce), elektromagnetickými ventily - solenoidy, nebo servopohony. Při realizaci je možno použít jak symetrické, tak i nesymetrické tlumiče s rozdílnou charakteristikou pro roztahování a stlačování. Principielní schéma řiditelného viskózního tlumiče je na Obr.2.10 [25].



Obr. 2.10 Obecné schema řízeného kapalinového viskózního tlumiče

Pro efektivní použití řízených tlumičů pro zpětnovazební snižování vibrací je klíčová rychlost odezvy tlumící síly na řídící signál. Této problematice bude věnována pozornost v dalších kapitolách, zejména kapitole 5. Pro dále popisované experimenty (kapitoly 4 a 5) byly použity řízené kapalinové tlumiče německé firmy Mannesmann Sachs s označením CDC N50/55x220hAED (Obr. 2.11). Jejich statické charakteristiky uváděné výrobcem jsou na obrázku 3.2 v následující kapitole. Jde o tlumiče s funkcí zvanou "fail safe", což znamená, že při poruše řídícího systému (nulové řídící napětí) je na tlumiči nastavena střední charakteristika odpovídající běžné charakteristice pasivního tlumiče. Tato skutečnost významně zvyšuje bezpečnost jejich použití.



Obr. 2.11 Schema řezu řízeného tlumiče Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED

2.2.2 Elektroreologické a magnetoreologické tlumiče

Elektroreologické (ER) tlumiče jsou obvykle složeny z hydraulického válce, který obsahuje dielektrické částečky mikrometrové velikosti v olejové suspenzi. Za přítomnosti silného elektrického pole se tyto částečky začnou polarizovat a řetězit. Tím se začne zvyšovat viskozita média. Proměnným elektrickým polem je možné modulovat vlastnosti ER tlumičů. Schéma tlumiče pro smykové zatěžování ER kapaliny je na obrázku 2.12 [25]. Silné elektrické pole se generuje vysokým napětím (řádu kV) mezi elektrodami, které tvoří škrtící oblast tlumiče. Magneto-reologické (MR) tlumiče jsou analogií ER tlumičů [26], [27]. Vlastnosti obou typů jsou velice podobné s výjimkou řídící veličiny. V jednom případě jde o působení elektrického a v druhém magnetického pole. Magnetické pole je v MR tlumičích vyvoláváno elektromagnetickou cívkou, která je buzena proměnným elektrickým proudem. Cívka je umístěna opět v oblasti redukovaného průtoku. Výhodou tohoto principu je možnost pracovat v oblasti bezpečných napětí na rozdíl od ER principů. Typické schematické uspořádání MR tlumiče je na obrázku Obr. 2.13 [25]. V grafech je zachycen průběh zdvih /síla a rychlost / síla.

V současné době jsou poměrně dobře rozpracovány konstrukční koncepty řízených tlumičů pro velké zdvihy i síly. Jsou schopny pracovat v rozsahu frekvencí od desetin Hz až po maximálně několik desítek Hz. Výhodou magnetoreologických tlumičů vůči tlumičům s řízenými škrtícími ventily je jejich jednodušší konstrukce a obecně také rychlejší reakce

aktuátoru na řídící signál. I zde ovšem platí, že tlumič je poměrně složité zařízení a při jeho zpětnovazebním použití je žádoucí provést jeho důkladnou experimentální identifikaci [29], [30].



Obr. 2.12 Schema řiditelného ER tlumiče





3 Syntéza zákonů řízení pro snižování kmitání pomocí optimalizací matematických simulačních modelů

Při řešení všech dále prezentovaných projektů týkajících se aktivního a poloaktivního snižování kmitání byla rozvíjena metoda syntézy zákonů řízení pomocí optimalizace chování matematických simulačních modelů. Tento typ syntézy řízení bývá někdy označován akronymem MOPO (MultiObjective Parameter Optimisation) [31],[32]. Závažných důvodů k rozvíjení těchto postupů je několik.

- Prvním z nich je skutečnost, že většina reálných soustav je nelineární. Zatímco soustavy jsou tedy obvykle nelineární, tradiční metody syntézy vesměs platí pro lineární systémy. I když je použit lineární zákon řízení na nelineární soustavu, nelze použít metody syntézy pro lineární řízení.
- Druhým důvodem a velkou výhodou MOPO přístupu je naprosté minimum požadavků na tvar popisu systému a formu zákona řízení. Forma vhodného řízení vychází často ze zadání úlohy a z fyzikálního vhledu do problému a je žádoucí, aby jeho podoba nemusela být dodatečně měněna a přizpůsobována s ohledem na použitou metodu řízení. Strategie typu "MOPO" formulují úlohu syntézy řízení jako obecný optimalizační problém pro v podstatě libovolnou formu simulačního dynamického modelu a zákona řízení. To je výhoda přístupu MOPO oproti jiným, nedávno publikovaným [9],[33]-[35] postupům přímé syntézy nelineárního řízení snižování vibrací.
- Často je potřeba mít při ladění řídícího algoritmu na zřeteli několik kriterií a omezujících podmínek současně, zmapovat míru jejich protichůdnosti a dojít k jistému kompromisu jejich splnění. Optimalizace věrohodného simulačního modelu, zvláště pak s použitím globálních optimalizačních metod [36],[37], je opět vhodným nástrojem k tomuto ladění.
- Čtvrtým důvodem, či velmi příznivou okolností pro rozvoj těchto metod, je trvalé zvyšování rychlosti počítačových simulací, díky němuž není problém provádět tisíce simulačních běhů v akceptovatelně krátkém čase. Postupy syntézy řízení typu "MOPO" smysluplně využívají velký a neustále rostoucí výpočetní potenciál, který je k dispozici.
- Při řízení poloaktivního aktuátoru, jakým jsou řízené tlumiče, je navíc odstraněno nebezpečí destabilizace [20],[22],[38]. Optimalizace v těchto případech může být zacílena pouze na relativně malou sadu vybraných prakticky důležitých režimů soustavy. V simulačním modelu zanedbané komponenty skutečného dynamického chování (např. vysokofrekvenční jevy) soustavy nejsou pro implementaci řízení nebezpečné.

MOPO je tedy systematický postup návrhu řízení obecně nelineárních soustav, jejichž model může být ve formě simulačního modelu libovolného typu. Návrh a použití různých variant "MOPO" strategie při syntéze řízeného snižování vibrací je hlavním tématem této habilitační práce. Konkrétní podoby optimalizací, volba referenčních režimů pro něž byly zákony řízení optimalizovány a použité simulační modely mechanických soustav budou ukázány v kapitolách věnovaných detailně jednotlivým projektům. Na tomto místě budou stručně shrnuty pouze hlavní principy použitých variant strategie MOPO a přiblíženy jejich motivace. Hlavní v dalších odstavcích probrané body postupu jsou následující:

- 1. Vznik a odladění simulačního modelu, případně škály simulačních modelů.
- 2. Volba cílové funkce shrnující optimalizovaná kriteria řízení.
- 3. Volba typických poruch a buzení při nichž má řízený systém fungovat.
- 4. Volba zákona řízení, jehož tvar vychází z vlastností systému a cílů řízení.
- 5. Optimalizace zákona řízení, často jde o vícekriteriální optimalizaci.
- 6. Verifikace funkčnosti zákona řízení pomocí simulací a experimentů na prototypech.

3.1 Simulační model

Nejdříve se vytvoří simulační model. Často se pracuje s referenčním a návrhovým modelem. Referenční model je nejúplnější a nejkomplexnější model, shrnující všechny dostupné znalosti o soustavě [39]. Návrhový model je zjednodušený, popisuje všechny podstatné vlastnosti soustavy (např. nelinearity). Shoda s realitou je zde velmi závažná, neboť díky volnosti při tvorbě modelů je žádoucí mít je co nejrealističtější [40]. Diskrepance nelze paušálně přičítat nutnému zjednodušování modelů, jakým je například linearizace [31]. V případě řešení problémů prezentovaných v předkládané habilitační práci byly simulační modely implementovány třemi způsoby. Za prvé byly modely plně modelovány pomocí MATLAB-Simulinku [41]-[43], za druhé byla použita spojená simulace [40],[44] modelu skládajícího se z části "simulinkové" a části v programu SIMPACK [45],[46] zaměřeného na modelování soustav mnoha těles a za třetí bylo použito programování v jazyku FORTRAN v rámci použití optimalizačního systému UFO [36].

3.2 Volba cílové funkce

Celková cílová funkce, jež je předmětem optimalizace, je obecně váženým součtem dílčích kriterií s váhami q_i a k_j modulujícími význam dílčích kriterií při optimalizaci

$$F(p_1, p_2, ..., p_n) = \sum_i q_i f_i(p_1, p_2, ..., p_n) / f_{i0} + \sum_j k_j g_j(p_1, p_2, ..., p_n) / g_{j0}.$$
(3.1)

Vlivy jednotlivých kriterií na celkový součet musí být primárně (pro $q_i = 1, k_j = 1$) co nejlépe vyrovnány, což je zajištěno dělením nominálními hodnotami f_{i0} , respektive g_{j0} . Tyto hodnoty získáme například jako nejlepší dosažené výsledky samostatných optimalizací jednotlivých dílčích cílových funkcí.

V případě, že celková cílová funkce je výsledkem numerické integrace simulačního modelu v čase, mají dílčí kriteria typicky formu středních směrodatných odchylek veličin u_i (3.2) nebo integrálů kvadrátů veličin u_j (3.3). Optimalizačními parametry jsou parametry zákona řízení $p_1, p_2, ..., p_n$, na nichž obecně závisí průběhy veličin a tedy i odvozené cílové funkce

$$f_{i}(p_{1}, p_{2}, ..., p_{n}) = \sqrt{\left(\int_{0}^{t} u_{i}^{2} d\tau / t\right) - \left(\int_{0}^{t} u_{i} d\tau / t\right)^{2}}$$
(3.2)

$$g_{j}(p_{1}, p_{2}, ..., p_{n}) = \int_{0}^{t} u_{j}^{2} d\tau$$
 (3.3)

Další typ cílové funkce kvantifikuje rozdíl dvou přenosových funkcí ve frekvenční oblasti. Při optimalizaci se zde tedy jistý přenos přibližuje přenosu ideálnímu. Tento postup byl použit při řešení projektu týkajícího se řízené absorpce vibrací obráběcího stroje popsaného v kapitole 7. V tomto případě byla nejprve nalezena referenční stavová zpětná

vazba pomocí řešení Riccatiho rovnice (LQR) [47]. Hledána byla výstupní zpětná vazba (VZV), jejíž přenos se přiblíží přenosu referenčnímu (LQR), a to konkrétně minimalizací následujícího vztahu

$$f(p_1, p_2, ..., p_n) = \sum_{i=1}^n \left\| \frac{x_{2i}}{w} \right|_{VZV} - \left| \frac{x_{2i}}{w} \right|_{LQR} \right|,$$
(3.4)

kde x_{2i}/w je i-tý prvek přenosu systému pro i-tou uvažovanou frekvenci. Funkce $f(p_1, p_2, ..., p_n)$ je funkcí koeficientů zesílení pro VZV [48]. Těsnost přiblížení obou křivek (Obr. 3.1) však není jediným kriteriem úspěchu, omezující podmínkou při optimalizaci musí být kontrola nepřekročení silových limitů aktuátoru.



Obr. 3.1 Referenční a hledaný přenos z jejichž rozdílů je počítána cílová funkce

3.3 Volba poruch a buzení

S vytvářením realistického simulačního modelu úzce souvisí volba režimů buzení, které jsou při optimalizacích a testování zákonů řízení použity. Při optimalizacích nelineárních systémů není obecně možné používat popis dynamických vztahů mezi vstupy a výstupy pomocí přenosů, takže je nutné pro optimalizace připravit sady vybraných prakticky důležitých režimů soustavy [38],[40],[49]. Stejně jako u složitosti použitého simulačního modelu stroje i množství testovaných režimů je výsledkem jistého kompromisu mezi rychlostí výpočtu a robustností výsledku. Výhodou při použití poloaktivních aktuátorů je, že sada vybraných budících režimů soustavy může být relativně malá, jelikož nehrozí destabilizace systému.

3.4 Volba zákona řízení

Optimalizace řízení na základě numerických řešení nelineárního simulačního modelu byla použita pro syntézu řízení tlumičů. Jejím výchozím bodem je představa ideální fyzikální realizace, která by byla schopna zajistit stanovené cíle řízení a druhým modifikujícím faktorem je fyzikální realita použitého aktuátoru. Celý algoritmus zákona řízení se tak svojí strukturou přizpůsobuje oběma zmíněným faktorům. Na jeho výstupu musí být výpočet vlastní řídící veličiny U_{rd} , jakou je například řídící napětí

$$U_{rd} = U_{rd} \left(s_1, s_2, \dots, s_m, F_{rd} \right).$$
(3.5)

Tato veličina je počítána na základě okamžité požadované akční veličiny aktuátoru F_{rd} , kterou je typicky požadovaná síla aktuátoru a na základě okamžitých hodnot stavů simulačního modelu $s_1, s_2, ..., s_m$. Okamžité hodnoty stavů soustavy jsou ve výpočtu U_{rd} z F_{rd} promítnuty prostřednictvím modelu aktuátoru, použitého pro tento výpočet. Po simulačním odladění zákona řízení musí být tento přepočet realizován v reálném čase při vlastním řízení aktuátoru, což upřednostňuje relativně jednoduché modely pracující s měřitelnými nebo dobře rekonstruovatelnými veličinami. V případě řízení tlumičů představovaly tento základní transformační model jejich statické charakteristiky. Na základě požadované síly F_{rd} a okamžité rychlosti v tlumiči je z charakteristik napočítáváno odpovídající řídící napětí U_{rd} (Obr. 3.2). Tímto přepočtovým postupem je explicitně v zákoně řízení zohledněna zjednodušená fyzikální realita aktuátoru. U tlumiče se například nemůžeme dostat mimo pásmo charakteristik. Pro požadovanou sílu, která se při dané okamžité rychlosti nachází mimo tuto oblast, nastavujeme příslušnou limitní hodnotu řídícího napětí. Obrázek 3.2 představuje nelineární variantu základního omezení poloaktivního aktuátoru popsaného schematicky v předchozí kapitole (Obr. 2.9).





Okamžitá rychlost v tlumiči $v = s_i - s_k [m/s]$



Modifikace tohoto postupu bude probírána v kapitole 5, kde bude požadované řídící napětí korigováno na základě zpětné vazby síly v tlumiči [50],[51]. Cílem této modifikace bude dosažení rychlejší odezvy tlumiče na řízení. V simulačním modelu použitém pro ladění zákona řízení je obecně možno implementovat komplexnější a přesnější model aktuátoru,

nežli ten použitý pro výpočet U_{rd} z F_{rd} . Pro řízené tlumiče budou použité simulační modely diskutovány v příslušných kapitolách.

Nyní obrátíme pozornost k výpočtu požadované akční veličiny (síly) aktuátoru (3.6). Algoritmus jejího výpočtu je volen na základě představy ideální fyzikální realizace, která by byla schopna zajistit stanovené cíle snižování vibrací a zároveň s ohledem na charakter (nelinearity) aktuátoru a celé soustavy, obecně tedy

$$F_{rd} = F_{rd}(s_1, s_2, \dots, s_m, p_1, p_2, \dots, p_n).$$
(3.6)

Parametry zákona řízení $p_1, p_2, ..., p_n$ mají význam optimalizačních parametrů, $s_1, s_2, ..., s_m$ jsou stavy soustavy. Samotný termín "požadovaná síla" není v kontextu optimalizace řízení zcela přesný. Ve skutečnosti jsou koeficienty zákona řízení $p_1, p_2, ..., p_n$ použity jako optimalizační parametry, přičemž při optimalizaci jsou v simulačním modelu obsaženy všechny zjištěné důležité vlastnosti řetězce od senzorů, přes řídící algoritmus až po dynamickou odezvu aktuátorů. Z optimalizací je nakonec získána jistá sada koeficientů, která pro CELKOVÝ SYSTÉM dá nejlepší výsledky. Neznamená to ale, že kdybychom tyto nalezené koeficienty dosadily do vzorce pro sílu F_{rd} (3.6) a tuto sílu aplikovali přímo na soustavu, dostali bychom optimální výsledky. Pojem "požadovaná síla" je proto nutno chápat v tomto smyslu a nikoliv doslovně jako sílu, kterou bychom na tlumiči chtěli fyzicky dosáhnout. Návrh zákona řízení co nejlépe přizpůsobeného danému úkolu i možnostem tak má v prezentované metodice tři hlavní body [38],[40],[49].

- Základní tvar zákona řízení je zvolen na základě fyzikálního vhledu do řešeného problému. Snaží se napodobit jisté ideální působení zajišťující splnění cíle snížení kmitání.
- Tento tvar je upraven s ohledem na nelinearity aktuátoru, je zvolena sada parametrů pro optimalizaci. Zákon řízení je upraven také s ohledem na škálu režimů buzení, pro níž má být akční zásah účinný.
- Do zákona řízení jsou pomocí parametrů řízení zprostředkovaně promítnuty všechny další zjištěné důležité vlastnosti systému, implementované do simulačního modelu. Děje se tak optimalizací chování simulačního modelu pro důležité režimy zařízení.

Tento přístup byl realizován při návrhu a realizaci řízení tlumičů nákladního automobilu s cílem minimalizovat dynamické namáhání vozovky [32],[38] a pro studii řízení magnetoreologického tlumiče pro vibroizolaci sedačky řidiče [52],[53]. V obou případech se vycházelo z ideálu generování tlumících sil úměrných absolutním či relativním rychlostem jejichž snížení koresponduje s danými cíly tlumení vibrací. Základní inspirací pro oba tyto návrhy řízení byla jednoduchá strategie známá jako "Sky-hook" [18], zmiňovaná již v příkladu z odstavce 2.1. Pokud by odpružená hmota vozidla m_2 (Obr. 3.3 b)) byly pomocí tlumiče o koeficientu tlumení b_{sky} spojeny s inerciální soustavou, došlo by ke snížení kmitání hmot m_2 .

V případě vibroizolace je snížení kmitání hmoty m₂ hlavním cílem řízení, pro nalezení adekvátní struktury zákona řízení je ovšem třeba vzít v úvahu vlastnosti a umístění aktuátoru a možnosti snímání veličin (Obr. 3.4). Uvažován je řízený magnetoreologický tlumič, který má symetrické charakteristiky lomené zhruba v oblasti kolem 0.1 m/s pro většinu řídících napětí v pracovním rozsahu (Obr. 6.3). Co se týče realistického návrhu snímání mechanických veličin, přichází v úvahu použití délkového snímače pro vzdálenost hmot, akcelerometrů na

hmotách a případně použití relativního akcelerometru pro vzájemné zrychlení hmot, jehož výhodou je velmi nízká úroveň šumu [54].



a) odpružení vozidla b) jednoduchá vibroizolace Obr. 3.3 Ideální koncepce "Sky-hook" pro snižování kmitání



Obr. 3.4 Umístění senzorů a aktuátoru při poloaktivní vibroizolaci

Požadovaná síla v řízeném tlumiči F_{rd} byla na základě zvážení těchto skutečností a provedení simulací zvolena ve tvaru vycházejícím z okamžité rychlosti izolované hmoty a relativní rychlosti obou hmot ve tvaru

$$F_{rd} = b_2 \dot{z}_2 + b_{12} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1), \qquad (3.7)$$

kde $b_2 = f_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1), \ b_{12} = f_{12} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1).$



Obr. 3.5 Uvažovaný tvar nelineárních funkcí zákona řízení f_{12} a f_2

Každá z funkcí pro požadovanou sílu je charakterizována dvěma hodnotami. Jedna platí pro nízké rychlosti, druhá pro rychlosti vyšší, lineární přechod mezi nimi je v místě zlomu charakteristik. Celkově byly tedy optimalizovány 4 parametry zákona řízení $p_1=b_{2n}$, $p_2=b_{2v}$, $p_3=b_{12n}$ a $p_4=b_{12v}$. Při řízení tlumičů nákladního automobilu s cílem minimalizovat dynamické namáhání vozovky byl použit principiálně shodný postup, jehož detaily budou probrány v příslušné kapitole.

3.5 Optimalizace parametrů zákona řízení

Cílem vícekriteriálních optimalizací je získání takzvaných hraničních Pareto množin [55]. Jde o hranice oblastí dosažitelných výsledků, na nichž zlepšení jedné dílčí cílové funkce přináší zhoršení výsledků jiné dílčí cílové funkce (název pochází od jména ekonoma a sociologa Dr. Vilfreda Pareta). Na Pareto množinách se tedy dostáváme na mez, na níž se ukazuje protichůdnost jednotlivých požadavků při vícekriteriální optimalizaci.

Při použití globálních optimalizačních metod [36],[37], jako jsou například genetické algoritmy, stanovujeme jednu celkovou cílovou funkci jako vážený součet uvažovaných dílčích kriterií (3.1), například časového integrálu kvadrátu zrychlení odpružené hmoty a časového integrálu kvadrátu dynamické síly do vozovky. Použití globálních optimalizačních metod založených na prohledávacích heuristikách nejrůznějšího typu je nutné všude tam, kde není zřejmé kolik a jakých lokálních extrémů minimalizovaná cílová funkce má. Uspokojivého odhadu Pareto množiny lze u genetických algoritmů a podobných metod často dosáhnout jen několika málo optimalizačními běhy s různými nastaveními váhových koeficientů (Obr. 3.6).



Obr. 3.6 Ukázka výsledků globální optimalizace pro různá nastavení váhových koeficientů

Na zmíněném obrázku jsou výsledky optimalizací pro různá nastavení váhových koeficientů znázorněny různými barevnými značkami. Relativně větší počet vyhodnocení cílové funkce při jednom běhu globální optimalizační metody je tedy při vícekriteriální optimalizaci

zhodnocen získáním materiálu pro zmapování celkových možností systému. Předpokladem účinného zmapování Pareto množiny pomocí malého počtu optimalizačních výpočtů je ovšem již v předchozím zmíněné primární vyrovnání vlivu jednotlivých dílčích kriterií na celkovou cílovou funkci. Různými nastaveními váhových koeficientů potom variujeme v okolí tohoto rovnoměrného nastavení.

3.6 Verifikace funkčnosti zákona řízení

Verifikace funkčnosti optimalizovaného zákona řízení obvykle probíhá na několika úrovních. V případě, že z důvodů úspory výpočetního času provádíme optimalizace se zjednodušeným návrhovým modelem, musí být chování systému s výsledným řízením nejprve verifikováno simulacemi na referenčním modelu, který zahrnuje maximum zjištěných vlastností stroje. V každém případě je žádoucí provést simulační ověření i pro režimy, které nebyly přímo zahrnuty do trénovací sady použité pro optimalizace. Konečným testem jsou potom experimenty na prototypu. Při jejich vyhodnocení a porovnání se simulačními výsledky je nutné počítat s tím, že vzájemné odlišnosti konkrétních časových průběhů mohou být způsobeny i faktory, které s podstatou experimentu příliš nesouvisí (viz poddajnost rampy "Copernicus" diskutovaná v odstavci 4.4.2). Klíčové je při experimentech prokázat predikovanou míru zlepšení zvolených kriterií při použití optimalizovaného zákona řízení.

4 Řízení tlumičů nákladních automobilů

Tato kapitola detailněji pojednává o práci týkající se syntézy nelineárního řízení tlumičů nákladních automobilů. Popisované postupy a metody byly vyvinuty a použity v rámci řešení projektu EU Copernicus SADTS (Semi-Active Damping of Truck Suspension) zaměřeného na vývoj prototypu nákladního automobilu vybaveného řízenými tlumiči. Na projektu se mimo našeho pracoviště (Ústav mechaniky FS ČVUT v Praze) podílel ještě německý partner (Institut für Robotik und Systemdynamik DLR), slovenský partner (Katedra technickej mechaniky Strojnícké fakulty Slovenské technické univerzity v Bratislave) a průmyslový partner (ŠKODA-LIAZ a.s.). Cílem projektu bylo vyvinout a experimentálně ověřit takové řízení tlumičů, které umožní zmenšení dynamického poškozování vozovky oproti variantě se standardními pasivními (neřízenými) tlumiči. Toho se také na experimentálním prototypu třínápravového vozu ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 (Obr. 4.1 a)) podařilo docílit [38],[40]. Na práci na projektu Copernicus SADTS navazovala příprava semináře na institutu IKA RWTH Aachen věnovaného taktéž řízeným tlumičům na Seminář byl určen především zástupcům německého nákladních automobilech. automobilového průmyslu. Součástí semináře bylo provedení dalších experimentálních jízd s okamžitým vyhodnocením a demonstrací zmenšení dynamických sil do vozovky oproti jízdám s pasivními tlumiči. V tomto případě byly experimenty uskutečněny na nákladním vozu M.A.N.19-362 s návěsem Kögel-Kässbohrer SN 24 [49],[56](Obr. 4.1 b)).



a) vůz ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 b) vůz M.A.N. 19-362 s návěsem SN 24 Obr. 4.1 Experimentální prototypy nákladních vozů

V předkládané práci je celá problematika syntézy nelineárního řízení tlumičů podávána v posloupnosti sledující v první řadě srozumitelnost výkladu a věcnou návaznost jednotlivých odstavců. První z odstavců je věnován použitému aktuátoru, tedy tlumiči Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED (Obr.2.11,Obr.4.2) a jeho dynamickému modelu. Druhý odstavec se stručně věnuje simulačním modelům celého vozidla určeným k následné syntéze řízení. Ve třetím odstavci jsou prezentovány postupy vývoje nelineárního řízení tlumičů pomocí vícekriteriální optimalizace (MOPO). Jsou diskutovány simulační výsledky získaného řízení. Vedle výsledků pro dané řízené tlumiče je rovněž mapován potenciál semiaktivního řízení pro modifikovaná provedení těchto aktuátorů. V navazujícím čtvrtém odstavci je popsána implementace získaných zákonů řízení a jsou uvedeny hlavní experimentální výsledky získané z jízd prototypů obou nákladních vozů.

4.1 Simulační model řízeného tlumiče

Základním předpokladem úspěšné syntézy řízení tlumiče pomocí simulace je vytvoření a identifikace jeho adekvátního dynamického modelu. Takový model musí být sestaven na základě výsledků vhodně navržené sady experimentů. Parametry simulačního modelu pak jsou laděny tak, aby jeho chování co nejlépe vystihovalo chování naměřené. Vzhledem k silně nelineární povaze použitých řízených tlumičů je vhodnost modelu dána taktéž jeho numerickými vlastnostmi a robustností. Model, jehož dynamická simulace, není vhodný. Jak během identifikace parametrů pro shodu s experimentem, tak při následné optimalizaci zpětnovazební smyčky potřebujeme v co nejrychlejším sledu provádět tisíce simulačních běhů. Konečná volba struktury a složitosti modelu je tak kompromisem vycházejícím z experimentů a snažícím se vyhovět požadavkům budoucího užití při simulacích. Škála možných simulačních modelů tlumiče je značně široká [57]. V každé konkrétní variantě se v různé míře uplatňují dvě základní koncepce:

- 1. modelování s využitím znalosti vnitřní struktury a fungování zařízení a jeho prvků
- 2. modelování na základě relace vstupů a výstupů při důležitých režimech zařízení

Modely tlumiče popisující průtoky oleje skrz ventily a tlakové změny v jednotlivých komorách stojí na straně přístupu č.1, i když i zde na jisté úrovni obvykle nastupuje přístup č.2. Například vztahy mezi průtoky a tlakovými rozdíly na vstupu a výstupu ventilů často shrnují výsledek složitých hydrodynamických dějů do podoby jednoduchých regresních vztahů. Příkladem velmi dobře a přehledně opublikované práce v tomto směru je model popsaný v článcích [58] a zejména [59].



Obr. 4.2 Řízené tlumiče instalované na hnané nápravě vozu ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03

Další skupina modelů vychází z náhrady tlumiče jakožto hydrodynamické soustavy mechanickým modelem sestávajícím ze základních idealizovaných mechanických prvků jako jsou lineární/nelineární pružina, lineární/nelineární tlumící prvek, třecí element apod. Mezi těmito modely je dobře známá a často používaná například struktura publikovaná v [60] a použitá v kapitole 6, nebo jednoduché schéma [61] z obrázku 4.3, použité v modifikované podobě i pro identifikaci našeho řízeného tlumiče. Nevýhoda těchto modelů oproti první

skupině vyvstane tehdy, mají-li se z identifikovaného chování modelu odvodit závěry pro vnitřní zásah do tlumiče (seřízení toho či onoho ventilu, návrh nového konstrukčního řešení vnitřního uspořádání apod.). Výhodné naproti tomu je, že jich lze beze změny použít pro identifikaci tlumičů založených na různých fyzikálních principech (s řízenými ventily/ magnetoreologické). Tyto modely jsou tak více postaveny na koncepci č.2, ovšem uplatňuje se zde i princip č.1 tím, že model skládáme z mechanických elementů známého chování.

Nejdůležitější vlastnosti, které je na základě měření nutné v sestavovaném fenomenologickém simulačním modelu zachytit jsou následující:

- Tlumič je zařízení disipativní.
- Tlumič je nejvýrazněji charakterizován závislostí vyvozované síly na relativní rychlosti stlačování/roztahování. Tato závislost je obecně silně nelineární a v případě tlumičů v odpruženích automobilů obvykle radikálně nesymetrická při stlačování a roztahování. U tlumiče řízeného jsou navíc charakteristiky (závislosti síla-rychlost) funkcí řídícího proudu či napětí.
- Účinek v reálném čase běžícího řídícího algoritmu na ovládání řízeného tlumiče jako zdroje síly není okamžitý. Vždy se projevuje zpožďování, které je součtem prodlev vzniklých ve výkonové elektronice a při mechanické realizaci akčního zásahu. Z hlediska výsledné odezvy lze v principu odlišit dvě složky prodlevy, a to dopravní zpoždění a dobu náběhu na požadovanou hodnotu síly.
- Tlumič vykazuje hysterezní chování. Pro tlumič v zástavbě je vnitřní hystereze dále zvyšována upevněním tlumiče pomocí poddajných silentbloků.



Obr. 4.3 Základní schema fenomenologického modelu tlumiče

Základní mechanické schema použitelné k modelování hystereze tlumiče je na obrázku 4.3. Seriová pružina schematu může nahrazovat pouze identifikovanou vnitřní poddajnost tlumiče, nebo celkovou poddajnost včetně vlivu silentbloků. Takto identifikovaný model je samozřejmě modelem fenomenologickým popisujícím tlumič jako celek bez zohledňování vnitřní struktury

$$\frac{dl_{kd}}{dt} = v_{kd} \tag{4.1}$$

$$F_{sp} = k_1 (l_{ke} - l_{kd}) + k_3 (l_{ke} - l_{kd})^3$$
(4.2)

$$i_2(t) = i_1(t - T_d)$$
(4.3)

$$T(\frac{di_3}{dt})\frac{di_3}{dt} = i_2 - i_3 \tag{4.4}$$

$$i_4 = sat(i_3) \tag{4.5}$$

$$v_{kd} = v_{kd}(i_4, F_{sp})$$
(4.6)

Použitý simulační model tlumiče Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED byl tvořen nelineární pružinou seriově propojenou s řízeným tlumícím prvkem. Délka l_{ke} representuje celkovou délku včetně pružného elementu, l_{kd} a v_{kd} (4.1) jsou délka a rychlost samotného tlumícího prvku. F_{sp} (4.2) je síla přenášená přes tlumič a nelineární pružinu, konstanty k_1 a k_3 charakterizují nelineární pružinu. Řídící proud vstupující do řídící jednotky solenoidu ventilu je označen i_1 . Další použité proudové veličiny i_2 , i_3 , a i_4 jsou veličinami pomocnými, s jejichž pomocí je zjednodušeně modelován dynamický děj mezi vstupem řídícího proudu a změnou tlumící síly. Proud i_2 dostaneme po dopravním zpožděním T_d vstupního proudu i_1 (4.3) a je vstupní veličinou pro systém prvního řádu s proměnnou časovou konstantou $T(\frac{di_3}{dt})$ (4.4). Proud i_4 pak nakonec vznikne omezením proudu i_3 do mezí použitých v síti nelineárních charakteristik tlumiče (4.5). V tomto případě (4.6) nejsou charakteristiky zavedeny v obvyklém tvaru $F = F(v_{kd}, i_{ft})$ (Obr. 3.2), ale v modifikované podobě $v_{kd} = v_{kd}(i_4, F_{sp})$. Vstupem je tedy síla v nelineární pružině a pomocný proud i_4 , výstupem pak okamžitá rychlost tlumícího elementu. S dalšími variantami těchto charakteristik se setkáme při formulaci zákonů řízení. Charakteristiky budeme používat ve třech variantách (4.6)- (4.8).

$$F = F(v_{kd}, i_{ft}) \tag{4.7}$$

$$i_{ft} = i_{ft}(F, v_{kd}). (4.8)$$

4.2 Simulační modely nákladních vozů a vozovky pro syntézu řízení

Pro syntézu řízení bylo použito několik variant simulačních modelů vozů. Nejjednodušším z nich je "vertikální čtvrtmodel", který bude použit při výkladu metody syntézy řízení (Obr. 4.6) v odstavci 4.3.1. Byl použit pro první optimalizace zákona řízení [32] pro vůz ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 prováděné pomocí optimalizačního programu UFO [36] vyvinutého v Ústavu informatiky a výpočetní techniky AV ČR. Pro tento účel byl v systému UFO vytvořen v jazyku FORTRAN simulační model "čtvrtauta" s upraveným modelem řízeného tlumiče. Tento upravený a zjednodušený model umožňoval pracovat s analyticky vyjádřenými gradienty, což urychlovalo konvergenci optimalizačních výpočtů. Optimalizované varianty nelineárního řízení byly poté testovány na komplexnějším vertikálním modelu vozu vytvořeném v programech SIMPACK [46] a MATLAB-Simulink [41]-[43]. Simulace probíhala jako kosimulace dvou částí modelu propojených pomocí systému SIMAT [40], [46]. Mechanické schema tohoto referenčního simulačního modelu je na obrázku 4.4. Čtyřmi řízenými tlumiči byla pro připravovaný experiment vybavena hnaná náprava (Obr. 4.2), u ostatních zůstaly původní pasivní tlumiče. V modelu byly zachyceny pouze parametry důležité pro vertikální dynamiku vozidla. Jejich změření, nebo zjištění z podkladů byla věnována velká pozornost [39],[40].

Při syntéze řízení tlumičů pro experimenty s vozem M.A.N. 19-362 s návěsem bylo postupováno poněkud odlišně. Pro optimalizaci byly použity genetické algoritmy implementované v programu MATLAB [37]. Pro optimalizaci byl použit přímo kompletní simulační model, který byl opět tvořen částí v programu SIMPACK a částí v MATLAB-Simulinku (Obr. 4.5). Dvěma řízenými tlumiči byla tentokrát vybavena zadní náprava tahače.

Důležitým bodem jsou také modely nerovností na vozovce a obecně interakce kola s vozovkou. V případě osamělých nerovností byly použity různě vysoké a různě dlouhé varianty výmolu a hrbolu kosinového tvaru a taktéž nerovnosti, jejichž tvar byl odvozen od testovacích překážek, které byly reálně k dispozici při experimentálních jízdách (viz odstavec 4.4.1). V případě modelů vozovek bylo nutné mít k dispozici modely odpovídající publikovaným statistickým charakteristikám různých typů vozovek, které bylo zároveň nutné mnohokrát opakovaně použít pro optimalizační simulace.



Obr. 4.4 Schema referenčního modelu vozu ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03



Obr. 4.5 Schema modelu vozu M.A.N. 19-362 s návěsem

Navíc bylo třeba zajistit možnost v simulacích přejíždět tytéž profily různou rychlostí vozidla a u prostorových modelů vozů v SIMPACKu zajistit různou korelaci různých frekvenčních složek pro levou a pravou stopu (vysokofrekvenční složky jsou mezi levou a pravou stopou korelovány méně než nízkofrekvenční). Modely profilů vozovek byly proto nakonec realizovány v modifikované délkově frekvenční oblasti [1/m] jako součet 128 sinových vln, jejichž amplitudy byly frekvenčně modulované podle přenosů charakterizujících konkrétní

profily vzhledem k teoretickému bílému šumu. Přímá filtrace pseudonáhodného bílého šumu by byla vzhledem k nutnosti opakovaného použití téhož profilu nevhodná.

Vedle samotného profilu byla také testována otázka zařazení dynamického modelu struktury a podloží vozovky. Byl použit jednoduchý dynamický model poskytnutý Doc. Mácou ze Stavební fakulty ČVUT. Simulační experimenty ale ukázaly, že pro vozovku není nutné tento model do optimalizačních výpočtů zařazovat. Výsledky při uvažování prostého kinematického buzení profilem jsou stejné jako při zahrnutí dynamických charakteristik vozovky. Jiná otázka je ovšem chování těžkých vozidel na menších mostech, jemuž byl věnován navazující grant řešený právě ve spolupráci s pracovníky Katedry mechaniky Stavební fakulty ČVUT. Zde již je nutné dynamický model stavební konstrukce (tedy mostu) zohlednit [62].

4.3 Vývoj nelineárního řízení tlumičů pomocí vícekriteriální optimalizace

Základní body metodiky optimalizační syntézy zákona řízení byly shrnuty ve třetí kapitole. Zde jde o typický příklad vícekriteriální optimalizace, při níž se vedle snižování dynamického namáhání vozovky navíc snažíme zvýšit také úroveň vibroizolace odpružených hmot vozu. V případě nákladních vozů je konflikt těchto dvou kritérií poněkud oslaben možností řešit pohodlí řidiče pomocí odpružení sedačky [63].

Pro optimalizaci jsou používány různé varianty integrálních kriterií tvaru (3.2) či (3.3), která mohou být ještě dále modifikovány s ohledem na mechanismy dynamického poškozování vozovek [64]. Otázka těchto mechanismů, a tím i formulace detailnějších kriterií popisujících tyto jevy, je stále předmětem výzkumu. Pro samotnou optimalizaci zákonů řízení je možné vystačit s jednoduššími kriterii vyjadřujícími míru oscilací sil do vozovky, vyhodnocení komplikovanějších kriterií obvykle vede k témuž nastavení parametrů regulátoru. Pro konečné vyhodnocení jsou však tato kriteria důležitá. Velké množství experimentálních výsledků z této oblasti lze nalézt v [65]. Častým předpokladem je, že poškození vozovky je úměrné čtvrté mocnině napětí ve vozovce, které je samo lineárně závislé na působící síle. Od něj se odvijí formulace kriteria DLSF (*Dynamic Load Stress Factor*) [22]

případně v modifikované podobě
$$DLSF = 1 + 6 DLC^2 + 3 DLC^4$$
, (4.9)
 $DLSF_{95\%} = (1+1.645 DLC)^4$,

kde DLC (Dynamic Load Coefficient) je

$$DLC = (RMS dynamické síly)/(statická síla)$$
 (4.10)

Dalším způsobem vyhodnocování poškození je použití modelu úhrného silového působení. V tomto případě je pro polohu *k* počítán [66] součet n-tých mocnin síly A_k^n jako

$$A_k^n = \sum_{j=1}^{N_a} P_{jk}^n , \qquad (4.11)$$

kde P_{jk} je síla z pneumatiky *j* a N_a je počet náprav. Hodnota mocniny *n* je určena uvažovaným modelem poškozování. Pro vyhodnocování únavového poškození pružných těles vozovky se uvažuje n = 4. Jízdní komfort je posuzován podle střední kvadratické hodnoty (RMS) zrychlení odpružených hmot filtrovaného s ohledem na vliv vibrací na člověka (ISO 2631) [67].

4.3.1 Nelineární EGH řízení

Základem pro optimalizaci řízení byla struktura navržená v [32], která je opět zobecněním strategie "Sky-hook"[18]. Tento zobecněný princip byl nazván "Extended Ground-hook" (ve zkratce EGH) a schéma jeho ideální koncepce je na obrázku 4.6. Princip strategie řízení EGH bude pro jednoduchost demonstrován na čtvrtmodelu vozidla. Jeho pohybové rovnice mají tvar

$$m_{1} z_{1} + k_{10}(z_{1} - z_{0}) + b_{10}(\dot{z}_{1} - \dot{z}_{0}) - k_{12}(z_{2} - z_{1}) - F_{d} = 0$$

$$m_{2} z_{2} + k_{12}(z_{2} - z_{1}) + F_{d} = 0$$
(4.12)

a v nich m_1 je neodpružená hmota, m_2 odpružená hmota, k_{12} je tuhost odpružení, k_{10} je tuhost pneumatiky, b_{10} je koeficient tlumení pneumatiky (často zanedbávaný) a F_d je síla z řízeného tlumiče. Význam použitých souřadnic z_2 , z_1 a z_0 a odpovídajících rychlostí je zřejmý z obrázku 4.6. Kvalitativním úkolem aktuátoru (v našem případě řízeného tlumiče) při aplikaci EGH je napodobit ideální situaci s fiktivními tlumícími elementy b_1 , b_2 a b_{12} . Tlumící prvek s koeficientem b_1 tvoří složku tzv. "Ground-hooku" zaměřenou na hlavní cíl řízení tedy na maximální zatlumení dynamického kolísání síly do vozovky, zatímco prvek b_2 odpovídá "Sky-hooku" a má za cíl tlumení absolutního pohybu rámu vozidla. Doplněním je tlumící prvek b_{12} obstarávající tlumení relativního pohybu mezi rámem vozu a nápravou. Mimo těchto tlumících složek obsahuje ještě ideální koncept EGH členy fiktivních změn tuhostí pneumatiky Δk_{10} a odpružení Δk_{12} . Základní vzorec pro požadovanou sílu v řízeném tlumiči F_{rd} pak je

$$F_{rd} = b_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) - b_2 \dot{z}_2 - b_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \Delta k_{10}(z_1 - z_0) - \Delta k_{12}(z_2 - z_1).$$
(4.13)



a) ideální koncepce b)realizace Obr. 4.6 Extended Ground-Hook

Skutečná síla v tlumiči F_d působící na soustavu se od požadované síly F_{rd} opět výrazně liší. To je ovlivněno celým řetězcem příčin, v první řadě pak dynamickými vlastnostmi a fyzikálními možnostmi (jen disipace) tlumiče. Platí zde v podstatě totéž, co bylo uvedeno pro optimalizaci zákona řízení pro vibroizolaci, a to jak co se týče realistického návrhu snímačů (Obr. 3.4, Obr. 4.6 b)), tak co se týče nutnosti formulovat zákon řízení jako nelineární vzhledem ke značné nelinearitě charakteristik tlumičů (Obr. 3.2). V odstavci 4.4.1 bude ještě diskutována rekonstrukce veličin použitých v zákoně řízení a veličin pro vyhodnocení

výsledků z veličin měřených. Nelineární variantou strategie EGH rozumíme situaci, kdy parametry zákona řízení b_1 , b_2 , b_{12} , Δk_{10} a Δk_{12} jsou stavově závislé [38],[40]. Na základě tvaru charakteristik, byl interval relativní rychlosti $v_{rel} = \dot{z}_2 - \dot{z}_1$ rozdělen na čtyři podoblasti.

- Vyšší záporné rychlosti $v_{rel} < -0.131 \ [m/s]$
- Nízké záporné rychlosti $-0.131 \le v_{rel} < 0 \ [m/s]$
- Nízké kladné rychlosti $0 \le v_{rel} < 0.052 \ [m/s]$
- Vyšší kladné rychlosti $v_{rel} \ge 0.052 \ [m/s]$

Numerické experimenty ukázaly, že citlivost výsledků na hodnoty koeficientů tlumení (b_1, b_2, b_{12}) je podstatně vyšší než citlivost na tuhostní korekce $(\Delta k_{10}, \Delta k_{12})$. Tuhostní korekce byly proto i nadále uvažovány jako konstantní pro celý rozsah relativní rychlosti. Koeficienty tlumení byly stanoveny jako různé pro jednotlivé rychlostní intervaly a ve výsledku tedy bylo použito **3*4+2=14** optimalizačních parametrů.

4.3.2 Simulační vyhodnocování výsledků řízení tlumičů

Simulační vyhodnocení výsledků řízení tlumičů umožňuje použití široké škály testovacích režimů tak, aby výsledný obraz byl dostatečně vypovídající. Závěry vyvozené z nedostatečné sady testů mohou být velmi zavádějící. Vyhodnocování výsledků úzce souvisí s optimalizacemi a je součástí iteračního postupu, v němž na získané výsledky navazují nové optimalizace parametrů, nebo je postup optimalizace zároveň sám testovacím výpočtem. To platí zejména při použití metod globální optimalizace založených na různých strategiích prohledávání prostoru parametrů [36],[37]. Během hledání optima je zároveň mapováno chování systému v mnoha testovacích bodech.

Na obrázku 4.7 jsou zobrazeny výsledky optimalizace genetickými algoritmy pro různé dynamické parametry řízeného tlumiče. Dynamické parametry odpovídají náhradnímu systému odezvy řízené síly, jak je popsán v odstavcích 4.1 a 5.1 a ilustrován na Obr. 5.3.



Obr. 4.7 Vliv dynamických vlastností tlumiče na výsledky optimalizace

První hodnota odpovídá dopravnímu zpoždění odezvy tlumiče, druhá hodnota časové konstantě systému prvního řádu pro pokles síly a třetí hodnota časové konstantě systému prvního řádu pro nárůst síly. Jsou uvažovány tři varianty dynamických parametrů (2.7ms, 3ms, 10ms), (5.4ms, 6ms, 20ms) a (10.8ms, 12ms, 40ms) [68]. Pro srovnání jsou uvedeny také výsledky pro sekvenci pasivních tlumičů různých charakteristik od velmi měkké po

velmi tvrdou. Zobrazeny jsou hodnoty cílové funkce pro zrychlení odpružené hmoty (časový integrál kvadrátu zrychlení) vůči hodnotám cílové funkce pro dynamickou sílu do vozovky (časový integrál kvadrátu dynamické síly do vozovky). Obojí je uvedeno pro testovací kosinový výmol (pot) a hrbol (bump).

Je dobře patrné, jak se hranice dosažitelných výsledků posouvá se zlepšujícími se dynamickými vlastnostmi řízeného tlumiče. Výsledky ukazují (Obr. 4.8), že se Pareto množiny (odstavec 3.5) pro uvažovanou čtveřici seřazenou dle rychlosti dynamické odezvy (pasivní sada, (10.8ms, 12ms, 40ms), (5.4ms, 6ms, 20ms), (2.7ms, 3ms, 10ms)) nacházejí v přibližně stejných odstupech od sebe. Tyto výsledky potvrzují velký vliv rychlosti odezvy tlumiče na jeho účinnost a inspirovaly vývoj silové zpětné vazby pro řízený tlumič, kterému je věnována následující pátá kapitola.



Obr. 4.8 Pareto množiny pro různá nastavení tlumiče a optimalizaci pro hrbol (bump)

Vzhledem k tomu, že dostupné řízené tlumiče pro nákladní vozy se zatím obvykle používají v režimech pomalého adaptivního řízení, jsou vyráběny se silnou nesymetričností pole charakteristik (Obr. 3.2), stejně jako pasivní tlumiče. Proto byl při optimalizacích vedle vlivu rychlosti odezvy tlumičů taktéž mapován vliv velikosti pole dostupných charakteristik [40]. Od velmi idealizovaných variant odpovídajících v podstatě koncepčnímu obrázku 2.9 se nakonec přešlo k modelu odpovídajícímu použitému tlumiči Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED s tím rozdílem, že dostupné charakteristiky pro záporné rychlosti byly uvažovány ve stejné šíři, jako pro kladné rychlosti. Tím vznikla alternativa označovaná dále jako symetrická. Na obrázku 4.9 je zobrazena frekvenční výkonová hustota pro dynamickou sílu do vozovky pro pasivní tlumič optimalizovaný na minimalizaci sil do vozovky, pro řízený tlumič použitý na prototypech a pro symetrickou variantu řízeného tlumiče. V tomto případě obrázek ukazuje porovnání pro buzení profilem odpovídajícím charakteristikám kvalitní asfaltové vozovky. Pasivní tlumič optimalizovaný pro minimalizaci sil do vozovky byl vybrán proto, aby porovnání s řízenými tlumiči bylo co nejpřísnější. Z obrázku je patrno, že řízený tlumič v symetrickém provedení dává pro útlum sil do vozovky ještě výrazně lepší než tlumič nesymetrický. Pro skutečné "on-line" zpětnovazební řízení výsledky reprezentované například optimalizovanou strategií EGH by zjevně bylo lepší používat tlumiče se symetrickým polem charakteristik tak, aby prostor akčního zásahu byl co nejširší.



Obr. 4.9 Frekvenční výkonové hustoty síly do vozovky při použití různých typů tlumičů

4.4 Implementace řízení tlumičů a experimentální výsledky

Jak již bylo uvedeno v úvodu této kapitoly, účinek řízených tlumičů byl experimentálně ověřován na dvou vozech, a to nejprve na nákladním vozu ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 a poté v rámci semináře na institutu IKA RWTH Aachen na nákladním vozu M.A.N. 19-362 s návěsem Kögel-Kässbohrer SN 24 (Obr. 4.1).



Obr. 4.10 Základní sada senzorů použitých ve zpětné vazbě pro řízení

U třínápravového vozu LIAZ byla hnaná náprava experimentálního prototypu vybavena čtyřmi řízenými tlumiči CDC N5055x220hAED Nr. 1069-1072 firmy Mannesmann Sachs

(Obr. 4.2). V případě vozu M.A.N. byla hnaná náprava tahače opatřena dvěma řízenými tlumiči tohoto typu.

Pro vstup zpětnovazebního řízení na vozu LIAZ byly použity čtyři akcelerometry ADXL05 od firmy Analog Devices (po dvou vlevo a vpravo na nápravě a vlevo a vpravo na rámu vozidla nad nápravou) a dvě indukční délková čidla WA250 od f. Hottinger Baldwin Messtechnik pro měření relativního pohybu mezi rámem a nápravou (vlevo/vpravo) [40]. Při měření na vozu M.A.N. byla situace analogická (Obr. 4.10), jen byly použity akcelerometry od firmy TECHLAB. Pro řízení na vozu LIAZ byly použity dva mikroprocesory Intel 80C196KC-20, jeden pro levou a druhý pro pravou stranu vozu. Pro experimenty na vozu M.A.N. byl použit procesor DSP1102 od dSPACE [56].

4.4.1 Rekonstrukce sil do vozovky a uspořádání experimentů

Pro vyhodnocení experimentů bylo klíčové rekonstruovat dostatečně spolehlivě průběh dynamických sil mezi kolem a vozovkou. Přestože existují i speciální senzory pro přímé měření síly do vozovky, bylo by velmi nákladné instalovat je po celé délce testovací trati. Proto bylo nutné provést toto měření nepřímo (Obr. 4.11). Východiskem byl předpoklad lineární závislosti mezi deformací nápravy v místě připojení kola a silou mezi kolem a vozovkou. Náprava byla proto osazena tenzometry a statickým měřením na váze byla zkalibrována přepočítávací přímka pro výpočet síly do vozovky (Obr. 4.12).



Obr. 4.11 Schema měření síly do vozovky [40]



a) váha pro statické kalibrování
 b) tenzometry na nápravě
 Obr. 4.12 Prostředky pro nepřímé měření dynamické síly do vozovky

Při samotných experimentálních jízdách tak byla síla vozovka-kolo přepočítávána z údajů tenzometrů pomocí této zkalibrované přímky. Vzhledem k dynamickým efektům části nápravy s kolem za místem tenzometrického měření bylo nutné ještě takto napočtenou sílu korigovat pomocí měřeného vertikálního zrychlení a hmotnosti této části, tedy

$$F_p = F_s + m_o a_{acc} \,. \tag{4.14}$$

Zde F_p je reálná vertikální síla působící z vozovky během jízdy, F_s je síla přepočítaná z tenzometricky naměřených hodnot, m_o hmotnost části za měřením a a_{acc} je vertikální zrychlení této části měřené akcelerometrem.

Již v odstavci o simulační syntéze zákona řízení bylo pojednáno o nutnosti jeho ladění pro různé kategorie nerovností. Schopnost dosáhnout zlepšení odezvy pro širší škálu buzení vozovkou je základním potenciálem řízených tlumičů oproti neřízeným. V případě experimentálních jízd byly posuzovány odezvy na větší nerovnost, menší nerovnost a kvalitní vozovku. Na obrázku 4.13 je uveden tvar testovací trati při experimentech během semináře na IKA RWTH Aachen. Zároveň jsou zde fotografie přípravků použitých jako modelové nerovnosti při experimentech. Kvalitní vozovka byla reprezentována samotným povrchem testovací trati institutu IKA RWTH. Pro objektivní porovnání výsledků pro jízdy s různým konstantním nastavením tlumičů a pro jízdy s řízením bylo nutné v maximální míře dodržet opakovaně tutéž stopu jízdy vozu, k čemuž je testovací trať vhodnější než silnice s běžným provozem. Při experimentálních jízdách v rámci projektu SADTS byla vozovka realizována na testovací dráze používané průmyslovým partnerem (ŠKODA-LIAZ a.s.), tvar použité testovací překážky, nazývané pracovně "rampa Copernicus", je na obrázku 4.14.



Obr. 4.13 Testovací trať a překážky ze semináře na IKA RWTH Aachen



Obr. 4.14 Tvar testovací překážky pro experimenty v rámci projektu SADTS (měřítko výšky a délky je rozdílné)

4.4.2 Výsledky experimentů a shrnutí

Jak bylo již opakovaně uvedeno, směřoval vývoj řízení tlumičů pro oba nákladní vozy k experimentálnímu vyhodnocení na testovacích drahách a překážkách. V obou případech byla řízenými tlumiči vybavena pouze jedna náprava, pro kterou byly také průběhy sil do vozovky vyhodnocovány. Experimenty s vozem ŠKODA-LIAZ 24.33 PZV 03 v rámci projektu Copernicus SADTS obsahovaly zejména vyhodnocení průběhů sil do vozovky pro dvě varianty pasivního nastavení tlumičů a pro dvě varianty řízení, které ze simulačních vyhodnocení vyšly nejlépe [38]. Jednalo se o nelineární EGH řízení, jehož vývoji je věnována tato kapitola habilitační práce a o FUZZY řízení vyvinuté kolegy z STU Bratislava, konkrétně Dr. Lubošem Magdolenem. Co se týká pasivních nastavení, šlo o aplikaci konstantního řídícího napětí 0 V, při němž je nastavena střední charakteristika tlumičů blízká charakteristice původních pasivních tlumičů dané nápravy vozu a o aplikaci řídícího napětí 2 V, při němž je nastavena charakteristika blízká pasivní variantě optimální z hlediska minimalizace sil do vozovky. Vůz projížděl testovací dráhu a přes testovací překážku třemi rychlostmi (~15, 20 a 25 m/s).

Průběhy sil do vozovky pro rychlost 20 m/s a testovací "rampu Copernicus" jsou uvedeny na obrázku 4.15. V levé části obrázku jsou uvedeny simulační výsledky, v pravé pak výsledky experimentů. Síla do vozovky při experimentech byla rekonstruována dle postupu uvedeného v odstavci 4.4.1 . Je zřejmé, že simulacemi predikované zlepšení při řízených tlumičích oproti pasivním tlumičům se experimenty plně potvrdilo. Konkrétní tvar průběhu sil při přejezdu překážky mezi simulacemi a experimentem je odlišný. To bylo způsobeno především tím, že "rampa Copernicus" byla vyrobena jako dva poměrně lehké plechové svařence tak, aby s nimi dva lidé mohli snadno manipulovat. Při rychlém přejezdu vozu o celkové hmotnosti 15 tun se takováto rampa zákonitě chovala jako poddajná. Z hlediska ověření účinku řízených tlumičů nebylo ovšem cílem tuto překážku detailně modelovat a při simulacích byl uvažován pouze profil rampy a nikoliv její poddajnost.

Na obrázku 4.16 jsou zobrazeny výsledky pro jízdu po testovací trati, konkrétně pomocí kriteria DLSF_{95%} (odstavec 4.3). I v tomto případě bylo prokázáno zřetelné zlepšení průběhů pro řízené tlumiče oproti oběma testovaným variantám tlumičů pasivně nastavených. Shoda výsledků mezi simulacemi a měřením je zde velmi dobrá, což svědčí o věrohodnosti modelu vozu s tlumiči i modelu profilu vozovky.



a) simulační výsledky Obr. 4.15 Průběh sil pro pasivní nastavení a řízení tlumičů pro přejezd "rampy Copernicus"



a) simulační výsledky Obr. 4.16 Kriterium DLSF_{95%} pro pasivní nastavení a řízení tlumičů pro průjezd testovací trati

Další výsledky pocházejí z experimentů uskutečněných v rámci semináře na IKA RWTH Aachen. V tomto případě byl použit tahač M.A.N. 19-362 s návěsem (Obr. 4.1 b)). Na obrázku 4.17 jsou průběhy rekonstruované síly do vozovky při přejezdu menší testovací překážky a na obrázku 4.18 potom analogické průběhy pro větší testovací překážku (viz. Obr. 4.13). Pro ilustraci opakovatelnosti jsou v tomto případě vždy v jednom obrázku zároveň uvedeny průběhy z opakovaných realizací jízd. Na obou obrázcích je vždy po 3 průbězích (černá barva) při optimálním pasivním nastavení a po 3 průbězích při EGH řízení tlumičů.



Obr. 4.17 Menší nerovnost – zobrazení průběhů sil F_d pro několik realizací jízdy



Obr. 4.18 Větší nerovnost – zobrazení průběhů sil F_d pro několik realizací jízdy

Pro obě nerovnosti vychází opět opakovaně lepší utlumení síly pro řízené tlumiče. Stejně jako na obrázku 4.15 pro překážku přejížděnou vozem LIAZ i zde je nejdůležitějším výsledkem snížení druhého vrcholu dynamického přitížení síly do vozovky. Tento vrchol je nepříznivý vytloukáním vozovky za existující překážkou, čímž se poškození šíří dále. Proto je jeho snížení z hlediska poškozování vozovky významné.

Prezentované experimenty se samozřejmě odehrály při použití dostupných řízených tlumičů a v limitech realizovatelných technických zásahů do podvozků stávajících vozů. V obou případech byly na nejvíce zatížených nápravách zaměněny stávající tlumiče za tlumiče řízené. Počet a polohy tlumičů na nápravě byly tedy dány výchozím konstrukčním řešením. Celkově z obou experimentálních jízd vyšlo snížení dynamického namáhání vozovky v průměru o 10-15 %. Úkolem dalšího výzkumu v oblasti stavebního inženýrství je zpřesnit porozumění jednotlivým mechanismům poškozování vozovek a dosáhnout jejich uceleného vyhodnocování. Účinnost řízených tlumičů na snižování dynamického namáhání vozovky a obecně na stabilizaci síly do vozovky je ovšem nepochybná, což vedlo v rámci Laboratoře mechatroniky a dynamiky Výzkumného centra automobilů a spalovacích motorů Josefa Božka k dalším výzkumům směřovaným k využití tohoto efektu pro ovladatelnost vozů a pozitivní interakci se systémy ABS.

Jak již bylo zmíněno v odstavci o optimalizaci a simulačních výpočtech, další zlepšení účinnosti řízených tlumičů je možné zrychlením odezvy tlumící síly na řídící impuls a výrobou tlumičů se symetrickými nebo alespoň symetrii se blížícími poli charakteristik. Problému zrychlení odezvy tlumičů pomocí silové zpětné vazby se věnuje následující pátá kapitola této habilitační práce.

5 Zpětnovazební řízení síly v tlumičích

Klíčovým faktorem efektivnosti řízených tlumičů je rychlost jejich odezvy na vstupní signál a tím i schopnost dostatečně rychle sledovat průběh tlumící síly požadované řídícím algoritmem. Tento vliv rychlosti odezvy na efektivnost akčního zásahu byl popsán v odstavci 4.3.2. Další výzkum se proto soustředil na problematiku zvýšení rychlosti odezvy tlumičů. Jednou z možností, jak rychlost odezvy zvýšit, je zavedení silové zpětné vazby. V práci [69] je popsán vývoj takové zpětné vazby pro řízený tlumič včetně publikace experimentálních výsledků, které však nevyšly příliš příznivě. Slabým místem této publikované silové zpětné vazby mohlo být nedostatečné zohlednění reálných vlastností aktuátoru při syntéze řízení. Takové zohlednění je dobře dosažitelné právě pomocí MOPO strategie. Základem je dostačující sada identifikačních experimentů a vytvoření simulačního modelu. Použity byly řízené kapalinové tlumiče Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED používané i při vývoji řízení a experimentech na obou nákladních vozech. Tento výzkum byl uskutečněn v rámci činnosti Laboratoře mechatroniky a dynamiky Výzkumného centra automobilů a spalovacích Josefa Božka [50]. Experimentální část byla provedena ve spolupráci motorů s Hydrodynamickou laboratoří Technické University v Liberci [51]. V této souvislosti bych rád poděkoval pracovníkům této laboratoře a zejména Ing. Tomášovi Zúbkovi za všestrannou podporu při realizaci těchto experimentů.

5.1 Dynamická měření a identifikace řízeného tlumiče

V hydrodynamické laboratoři byly pro experimenty použity dva spřažené hydraulické válce (Obr. 5.1). Dvojice válců byla nutná proto, aby byly vyvozeny potřebné síly pro buzení testovaného tlumiče. Každý z válců měl své samostatné řízení polohy realizované pomocí PID regulátoru implementovaného na mikroprocesoru Motorola. Ovládání měřícího procesu bylo realizováno ze standardního PC, pomocí programu LabVIEW [70]. Bylo nutné navrhnout sadu experimentů, které by v dostatečné míře zmapovaly chování tlumiče v pracovní oblasti, tedy v příslušném frekvenčním a amplitudovém rozsahu a pro dané rozmezí řídícího napětí. Dále bylo nutné vyhodnotit dynamiku přechodových dějů vyvolaných skokovými změnami řídícího napětí.

Již první naměřené průběhy indikovaly, že silentbloky upevňující tlumiče k rámu vozidla a tělesu nápravy (při experimentech k testovacímu zařízení) vnášejí do průběhů sílarelativní rychlost výraznou hysterezi. Pro identifikaci dynamiky samotného tlumiče však bylo nutné vnitřní hysterezi tlumiče odlišit od hystereze celkové, silně zvýrazněné poddajností silentbloků. Proto byly nadále zaznamenávány dva délkové signály tlumiče. První signál pocházel z délkových čidel integrovaných v řídícím systému hydropulsu a šlo tedy o délkový signál zahrnující i deformace silentbloků. Druhý signál byl měřen nezávislým délkovým čidlem instalovaným paralelně s vlastním tlumičem a neobsahoval tedy deformaci silentbloků (Obr. 5.1). Toto uspořádání experimentu se zdá být vhodné i proto, že odpovídá reálné situaci na vozidle tím, že tlumič je provozován spolu se silentbloky a přitom přídavné délkové čidlo umožňuje odlišit jeho vnitřní hysterezi. Mimo délkových signálů byla pomocí kalibrovaného silového čidla v závěsu tlumiče měřena síla v tlumiči a zaznamenáváno napětí ovládající řízený ventil.

První sada měření vycházela z harmonického mechanického buzení o různých frekvencích (quasi statický pohyb o frekvenci 0.05 Hz, f=0.5 Hz pro amp=50 mm, f=1.66 Hz pro amp=50 mm, f=2.5 Hz pro amp=50 mm, f=5 Hz pro amp=30 mm, f=8 Hz pro amp=15 mm, f=12 Hz pro amp=10 a 15 mm), při němž byly nastavovány vždy různé statické hladiny

řídícího napětí. Na obrázku 5.2 jsou pro ilustraci dva výsledky pro harmonické mechanické buzení. Jde o charakteristiky vyhodnocené po experimentu z naměřených průběhů délky měřené přídavným čidlem podél tlumiče (bez hystereze silentbloků). Relativní rychlost byla získána numerickou derivací délkového signálu, který byl ovšem předtím nekauzálně filtrován průměrováním. Jednotlivé křivky odpovídají různým konstantním nastavením hodnot řídícího napětí.



Obr. 5.1 Tlumič v hydrodynamické laboratoři s přídavným délkovým čidlem





Druhá sada měření byla věnována testování přechodových dějů při skokové změně řídícího napětí. Použito bylo buzení pilovým signálem, jenž se vyznačuje po částech konstantním průběhem relativní rychlosti. Přechodové děje byly vyhodnocovány během těchto úseků konstantní rychlosti. Byly použity následující varianty pilového signálu: f=0.5 Hz pro amp=50 mm, f=1.66Hz pro amp=50 mm, f=2.5 Hz pro amp=50 mm a f=5 Hz pro amp=25 mm. Pro ně byly vyhodnocovány odezvy na následující skoky řídícího napětí: ze 2 na 4 V, ze 4 na 2 V, ze 3.5 na 4 V a ze 4 na 3.5 V. Přechodové děje byly aproximovány

systémem prvního řádu s předřazeným dopravním zpožděním (Obr. 5.3). Dopravní zpoždění vycházelo velmi stabilně pro všechny testované přechodové děje, a to mezi 2.5 a 3 ms. Časová konstanta náhradního systému prvního řádu vycházela mezi 8 a 15 ms pro rostoucí řídící napětí (a tedy i rostoucí tlumící sílu) a mezi 2 a 5 ms pro klesající řídící napětí.



Obr. 5.3 Schema s vyznačením identifikovaných parametrů dynamiky odezvy

Identifikace modelu popsaného již v odstavci 4.1 měla následující hlavní kroky:

- Přibližné statické charakteristiky tlumiče byly získány z experimentů s harmonickým buzením o různých budících frekvencích, amplitudách a různých konstantních nastaveních řídících napětí. Tyto charakteristiky byly zavedeny do simulačního modelu.
- Průměrné dopravní zpoždění a průměrné časové konstanty pro rostoucí a klesající řídící proud byly vyhodnoceny z experimentů s přechodovými ději a taktéž zařazeny do simulačního modelu.
- Do simulačního modelu byl zahrnut nelineární pružící element modelující poddajnost silentbloků a vnitřní poddajnost samotného tlumiče. Přibližné hodnoty byly odvozeny z naměřených hysterezních křivek. Alternativně lze pružící prvek i v modelu explicitně rozdělit na dvě části (silentbloky, vnitřní poddajnost) a pro určení jejich hodnot využít popsaného dvojího měření délky.
- Hodnoty parametrů simulačního modelu získané v předchozích třech krocích jsou nakonec použity jako startovní hodnoty pro vlastní numerickou optimalizaci. Cílovou funkcí je zde časový integrál kvadrátu rozdílů mezi naměřeným průběhem sil v tlumiči a simulací získaným průběhem pro sekvenci několika naměřených režimů kinematického buzení a řízení tlumiče. Pro identifikaci byl použit opět optimalizační program GAOT [37] založený na genetických algoritmech a implementovaný v Matlabu.

5.2 Syntéza zpětnovazebního řízení síly v tlumičích

V předchozích kapitolách 3 a 4 bylo předpokládáno, že řídící napětí tlumiče je nastavováno na základě požadované síly F_{rd} a okamžité rychlosti v tak, jak bylo naznačeno na Obr.3.2. Tato část nastavovaného napětí bude zde označována U_{ft} (5.1) a odpovídá řídícímu napětí, které je nastavováno v případě, že není použita silová zpětná vazba.

Jelikož požadovaná síla může být mimo oblast dosažitelných sil, je pro další výpočet zpětnovazební korekce použita dosažitelná modifikovaná požadovaná síla F_{mod} (5.2), ležící v dosažitelné oblasti. Odchylka Δ (5.3) je počítána jako rozdíl absolutních hodnot modifikované požadované síly F_{mod} a okamžité měřené síly v tlumiči F_{meas} . Použití absolutních hodnot je nutné, neboť rostoucí napětí způsobí růst absolutní hodnoty síly v obou pracovních kvadrantech tlumiče (Obr. 3.2). Zpětnovazební korekce řídícího napětí U_{fb} je

počítána jako nelineární PD (respektive PP³D) funkce této odchylky (5.4). Celkové řídící napětí U_c je součtem základní části U_{ft} a této korekce U_{fb} (5.5).

$$U_{ft} = U_{ft}(F_{rd}, v)$$
(5.1)

$$F_{\rm mod} = F(v, U_{\rm ft}) \tag{5.2}$$

$$\Delta = \left| F_{\text{mod}} \right| - \left| F_{\text{meas}} \right| \tag{5.3}$$

$$U_{fb} = p_1 \Delta + p_3 \Delta^3 + p_d \frac{d\Delta}{dt}$$
(5.4)

$$U_c = U_{ft} + U_{fb} \tag{5.5}$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o řízení nelineárního systému, byly koeficienty řízení p_1 , p_3 , p_d opět stanoveny pomocí optimalizace identifikovaného simulačního modelu. Cílová funkce byla sestavena ve tvaru (3.3) jako časový integrál kvadrátu odchylky Δ pro charakteristické průběhy relativního pohybu tlumiče a požadované síly. K optimalizaci byly použity genetické algoritmy.

5.3 Experimentální vyhodnocení zpětnovazebního řízení síly v tlumičích

Verifikační experimenty proběhly na experimentálním zařízení použitém k identifikaci tlumičů. Sběr dat byl opět proveden pomocí systému LabVIEW. Vlastní řídící algoritmus byl implementován nezávisle, a to na digitálním signálovém procesoru dSPACE [71].



Obr. 5.4 Náběh síly v tlumiči se silovou zpětnou vazbou a bez zpětné vazby

Na obrázku 5.4 je příklad experimentálních výsledků odezvy tlumiče pro skokový nárůst požadované síly v tlumiči z 5000 N na 12000 N. Z hlediska rychlosti náběhu se jedná o nejnepříznivější variantu – požadován nárůst síly při roztahování tlumiče. Z obrázku je zřejmé, že se podařilo rychlost náběhu požadované síly výrazně zvýšit, což je z hlediska efektivnosti řízených tlumičů velmi podstatné (viz odstavec 4.3.2).

6 Poloaktivní vibroizolace

Šestá kapitola popisuje simulační studii možností poloaktivně realizované vibroizolace. Uvažován je řízený magnetoreologický tlumič, který má symetrické charakteristiky lomené zhruba v oblasti kolem 0.1 m/s pro většinu řídících napětí v pracovním rozsahu (Obr. 6.3). Tlumič s takovýmto silovým rozsahem je použitelný například pro vibroizolaci sedačky řidiče nebo do odpružení osobního automobilu. V dané studii věnované vibroizolaci jsou uvažovány parametry odpovídající odpružení sedačky řidiče.

6.1 Zvolený model a jeho parametry

Pro další postup řešení byl zvolen jednoduchý mechanický model dle obrázku 6.1 analogický úvodnímu modelu aktivní vibroizolace z odstavce 2.1. Cílem vibroizolace je minimalizace intenzity rušivých vibrací přenášených ze základního tělesa na těleso izolované. Je uvažován svislý pohyb obou hmot, pohyb základní hmoty je brán jako kinematické buzení, jinak řečeno vliv pohybu hmoty m_2 na pohyb hmoty m_1 je zanedbán ($m_2 << m_1$). Lineární pružina o tuhosti k_{12} a tlumící element o koeficientu tlumení b_{12} jsou uvažovány jako paralelní s magnetoreologickým tlumičem. F_d je síla vyvinutá tímto tlumičem. Přes velkou jednoduchost použitého mechanického modelu je samotný řízený magnetoreologický tlumič modelován pomocí komplexního fenomenologického modelu [60] zachycujícího všechny jeho podstatné vlastnosti tak, jak byly již rozebírány v předcházející kapitole pro tlumič užitý u nákladních vozů. Důležitou součástí tohoto modelu tlumiče je tzv. Bouc-Wen model hysterezního systému [72]. Schéma modelu tlumiče je na obrázku 6.2.



Obr. 6.1 Schema mechanického modelu použitého pro syntézu řízení

Základní rovnice popisující použitý model tlumiče jsou následující.

$$b_{1}(\dot{y} - \dot{x}_{1}) = \alpha z + k_{0}(x_{2} - y) + b_{0}(\dot{x}_{2} - \dot{y})$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}_{2} - \dot{y}| z |z|^{n-1} - \beta (\dot{x}_{2} - \dot{y}) |z|^{n} + A(\dot{x}_{2} - \dot{y})$$

$$F_{d} = b_{1}(\dot{y} - \dot{x}_{1}) + k_{1}(x_{2} - x_{1}).$$
(6.1)

Mimo základních polohových a rychlostních stavů soustavy $(x_1, x_2, \dot{x}_1, \dot{x}_2)$ jsou zde zavedeny dva stavy pomocné (y a z). Stav y odpovídá vnitřní polohové souřadnici, zatímco stav z je vnitřní stav Bouc-Wen modelu hysterezního systému.



Obr. 6.2 Struktura použitého modelu tlumiče [60]

Jelikož se jedná o model řízeného tlumiče, jsou navíc některé z jeho parametrů funkcí řídícího napětí. Vyjdeme z následujících lineárních závislostí

$$\alpha = \alpha(u) = \alpha_{c} + \alpha_{l}u$$

$$b_{1} = b_{1}(u) = b_{1c} + b_{1l}u$$

$$b_{0} = b_{0}(u) = b_{0c} + b_{0l}u,$$

(6.2)

v nichž proměnná u je třetím pomocným vnitřním stavem umožňujícím zavedení dynamického zpoždění (systém prvního řádu) mezi změnou řídícího napětí U_c a odezvou tlumiče



Obr. 6.3 Chování tlumiče pro poloaktivní režim a různá konstantní řídící napětí

Časová konstanta tlumiče byla v tomto případě na základě informací z jiného pracoviště, kde byl daný tlumič proměřován, uvažována jako T = 5 [ms]. Ostatní parametry simulačního modelu tlumiče byly stanoveny na základě jeho charakteristik pro různé konstantní hodnoty řídícího napětí. Byla k tomu použita optimalizace simulačního modelu pomocí genetických algoritmů [37]. Výsledné chování tlumiče pro různá konstantní nastavení řídícího napětí a pro poloaktivní režim je zobrazeno na Obr. 6.3 ($v_{rel} = \dot{x}_2 - \dot{x}_1$).

6.2 Syntéza řízení tlumiče pro vibroizolaci

Ze zkušeností při syntéze řízení tlumičů pro poloaktivní pérování nákladních vozů (viz 4.3.1) vyplynul postup formulace nelineárního zákona řízení i pro magnetoreologický tlumič uvažovaný pro čistě vibroizolační účel. Tento postup byl pro svoji jednoduchost použit k základnímu výkladu metody v odstavci 3.4. Jak bylo uvedeno v předchozím odstavci, situace pro daný magnetoreologický tlumič je poněkud příznivější než pro tlumič Mannesmann Sachs CDC N50/55x220hAED použitý v projektech poloaktivního pérování (Obr. 3.2 versus Obr. 6.3). Charakteristiky jsou zde symetrické vzhledem k relativní rychlosti tlumiče. Požadovaná síla byla ve tvaru $F_{rd} = b_2 \dot{x}_2 + b_{12} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$ s různými hodnotami koeficientů pro nízké rychlosti (před zlomem charakteristik) a vyšší rychlosti (po zlomu charakteristik). Uvažovány tedy byly 4 ($p_1=b_{2n}$, $p_2=b_{2v}$, $p_3=b_{12n}$, $p_4=b_{12v}$) skalární optimalizační parametry (3.7), (Obr. 3.5).



Obr. 6.4 Optimalizace RMS filtrovaného (ISO 2631) zrychlení izolované hmoty

Optimalizace koeficientů zákona řízení byla provedena na základě formulace celkové cílové funkce získané jako vážený součet cílových funkcí dílčích (3.1). V tomto případě představovaly jednotlivé dílčí cílové funkce střední kvadratické hodnoty (RMS) filtrovaného

(ISO 2631) zrychlení izolované hmoty pro různá buzení (Obr. 6.4). Provedená normalizovaná filtrace zohledňuje vliv kmitání na člověka, jelikož studie je orientována na problém poloaktivní vibroizolace sedačky řidiče. Pro optimalizaci byly opět použity genetické algoritmy [37], zmapování bylo umožněno použitím několika různých nastavení váhových koeficientů pro dílčí cílové funkce (odstavec 3.5).

Vedle popsaného nelineárního zákona řízení byl pro optimalizaci použit taktéž lineární zákon řízení v základním tvaru odpovídající strategii "Sky-hook" ($F_{rd} = b_2 \dot{z}_2$ s $b_2 = konst$). Základnou pro porovnání výsledků dosažitelných řízenými tlumiči je škála pasivních tlumičů (Obr. 6.4). Na rozdíl od optimalizace řízení tlumičů pro poloaktivní pérování, u něhož se nelineární forma zákona řízení ukázala jako nezbytná, v případě vibroizolace pro daný jednoduchý mechanický systém (Obr. 6.1) je lineárním "Sky-hook" zákonem řízení možno dosáhnout srovnatelných výsledků jako při použití formulovaného nelineárního řízení. Tento příklad ukazuje, že teprve výsledky simulačních optimalizací ukáží, do jaké míry je nutné nelinearity systému promítnout do nelineární formy zákona řízení.

6.3 Simulační výsledky pro poloaktivní a pasivní vibroizolaci

První část porovnání simulačních výsledků pro pasivní a poloaktivní vibroizolaci je na obrázcích 6.5. a 6.6. Jde o porovnání časových průběhů rychlosti kmitání izolované hmoty při daném pohybu základu dle funkce rozmítaného sinu (chirp) s frekvencí postupně rostoucí od 2 do 15 Hz (Obr. 6.5) a porovnání časových průběhů rychlosti kmitání izolované hmoty při pohybu základu dle dvou superponovaných funkcí rozmítaného sinu (Obr. 6.6).



Obr. 6.5 Odezva izolované hmoty při pohybu základu dle jednoho signálu 2-15 [Hz]



Obr. 6.6 Odezva izolované hmoty při pohybu základu superpozicí dvou rozmítaných sinů

Druhá část porovnání je zaměřena na vyhodnocení výsledků při stochastickém buzení. Střední kvadratická hodnota (RMS) filtrovaného (ISO 2631) zrychlení izolované hmoty (Obr. 6.8) pro jeden příklad stochastického pohybu základu (Obr. 6.7) je vyhodnocena pro různá konstantní nastavení řídícího napětí a pro nalezené poloaktivní řízení. Výsledky optimalizace vykazují podobný charakter jako u poloaktivního snižování vibrací u podvozků automobilů. Stav dosažitelný adekvátně řízeným tlumičem je výrazně lepší než výsledky dosažitelné pasivním tlumičem. Navíc nalezené nastavení parametrů regulátoru tlumiče vede k lepším výsledkům, než individuálně pro různá buzení optimalizovaná nastavení pasivního tlumiče. Přitom tato optimální pasivní nastavení tlumiče jsou různá pro různé režimy buzení (Obr. 6.5 - 2.5 [V], Obr. 6.6 - 2.15 [V], Obr. 6.8 - 4-6 [V]), jak je ilustrováno na příslušných obrázcích.

Účinnost řízené vibroizolace je vždy omezena silovými možnostmi aktuátoru a jeho technicky dosažitelnými výchylkami. To platí i při použití plně aktivních prvků hydraulických, pneumatických nebo realizovaných pomocí piezoaktuátorů (odstavec 2.1). Poloaktivní aktuátor o realistických parametrech je ve svém účinku samozřejmě principiálně omezen, nicméně ukazuje se, že je schopen dosáhnout výsledků výrazně lepších, než pasivní uložení. Ve spojení s výhodou nízké energetické náročnosti, snadné realizovatelnosti a odstranění nebezpečí destabilizace systému představuje variantu atraktivní pro praktické realizace vbroizolací a podobných aplikací. Další zvýšení účinnosti je možno dosáhnout použitím aktuátorů, které jsou v jistém rozsahu schopné plně aktivní funkce kombinované s funkcí poloaktivní [73]. Pro tento koncept ("limited active") jsou zajímavou alternativou lineární elektrické pohony menších rozměrů umožňující zástavbu do podvozků automobilů.



Obr. 6.7 Příklad uvažovaného stochastického pohybu základu



Obr. 6.8 RMS filtrovaného (ISO 2631) zrychlení izolované hmoty při buzení z Obr. 6.7

7 Řízená absorpce kmitání obráběcího stroje

Významnou aplikací pro snižování vibrací jsou také výrobní stroje buzené silami o vysokých frekvencích způsobených technologickými procesy. Klasickým příkladem jsou stroje obráběcí. Na univerzálním obráběcím stroji se typicky provádí celá škála technologických operací od hrubování s velkým odběrem třísky po jemné dokončovací operace s velkým důrazem na přesnost. Obrábí se různé materiály, používají se nástroje s různým počtem břitů a pracuje se v širokém pásmu otáček stroje. Náchylnost k nežádoucím vibracím je obvykle vázána k jistým vlastním frekvencím stroje, které leží v oblasti buzení obráběcím procesem, a které nejsou dostatečně utlumeny. Frekvenční přeladění stroje či zvýšení jeho pasivního tlumení pro problémové vlastní frekvence je vždy možné jen do určité míry. Použití zpětnovazebně řízených aktuátorů v konstrukci stroje je jednou z možností, jak rozšířit pole možností při snižování vibrací. Jako experimentální prototyp pro aktivní tlumení vibrací bylo použito vertikální obráběcí centrum sériově vyráběné průmyslovým partnerem. Je třeba říci, že se nejednalo o stroj, který by měl s nadměrnými vibracemi kritické problémy, ale o úspěšně prodávaný standardní vertikální obráběcí stroj. Obecně platí, že by aktivní prvky pro snižování vibrací neměly být nasazovány jako záchrana špatné konstrukce stroje, ale jako volitelná přídavná zařízení umožňující další snížení vibrací.

Z možných principů snižování vibrací byla zvolena metoda vibroabsorbce. Jednou z jejích alternativ je pokusit se řídit piezoelektrický aktuátor jako zařízení disipativní, jak je prezentováno v [9] a [15]. Jistou nevýhodou tohoto postupu je však skutečnost, že toto semiaktivní řízení snižuje potenciál akčního zásahu piezoaktuátoru a přitom je jeho disipativní charakter zajišťován pouze přibližně, na základě výpočetního on-line vyhodnocování okamžité rychlosti deformace aktuátoru. Proto byl pro daný experimentální prototyp nakonec zvolen postup aktivního řízení, jehož zákon řízení vyšel z LQR návrhu [47], byl optimalizován na simulačním modelu a zmiňovaný "spill over" efekt byl redukován filtrací.

První z odstavců této kapitoly popisuje vlastnosti použitého piezoaktuátoru a konstrukci dynamického hltiče. Druhý odstavec je věnován popisu použité metody syntézy řízení hltiče na základě simulačního modelu. Třetí odstavec rekapituluje implementaci řízení na prototypu a prezentuje výsledky experimentů, ve čtvrtém je pak stručně podáno závěrečné zhodnocení a výhled dalšího řešení problematiky.

7.1 Piezoelektrický aktuátor v řízeném dynamickém hltiči

Jak již bylo uvedeno, jako akční člen byl použit piezoelektrický aktuátor. V principu tyto aktuátory využívají obráceného piezoelektrického efektu. Použitý piezoaktuátor P820-60 je od firmy Physik Instrumente (Obr. 2.4). Jedná se o zařízení nízkonapěťové, které při maximálním napětí 100 V expanduje o 0.06 mm. Samotný aktuátor je ovládán napěťovým zesilovačem E662 LVPZT, do nějž vstupuje řídící napětí v rozsahu –2 až 12V. Délka aktuátoru je 91 mm a tuhost 17e6 N/m. Při aplikaci je bezpodmínečně nutné zabránit namáhání ohybovým a smykovým napětím, která mohou aktuátor zničit. Limit pro tlakové namáhaní je 800 N a pro tahové pouze 300 N. Jelikož dynamické silové namáhání našeho zařízení je z principu symetrické, bylo pro stejnoměrné využití rozsahu zavedeno přídavné předpětí. Zdvihový rozsah desítek mikrometrů byl pro tuto úlohu dostačující. Silové limity jsou samozřejmě omezující a musely být vzaty v úvahu při syntéze řízení, což ovšem platí u jakéhokoliv aktuátoru.

U použitého piezoaktuátoru řídící napětí 10V na vstupu zesilovače aktuátoru vyvolá aktivní prodloužení 60 μ m. Bude-li aktuátoru zcela znemožněno prodloužení, vyvodí na okolí sílu dle následujícího vztahu.

$$F_{act} = k_t \cdot d \cdot l_{act} \cdot U_{con} \tag{7.1}$$

kde k_t je tuhost piezoaktuátoru

- *d* je konstanta charakterizující materiál piezoaktuátoru
- *l_{act}* je délka piezoaktuátoru
- U_{con} je řídící napětí na piezoaktuátoru (zde 100V na aktuátoru odpovídá 10V na zesilovači)

Jelikož maximální aktivní prodloužení je 60 μ m a tuhost piezoaktuátoru je 17e6 N/m, může se aktivní síla pohybovat v rozmezí < 0, 1020 N >. Pro dynamické účely potřebujeme aktivní sílu kladnou i zápornou, což je dosaženo mechanickým předpětím piezoaktuátoru (Obr. 7.1).



Obr. 7.1 Schema umístění a deformace piezoaktuátoru mezi primární hmotou a hmotou hltiče

Při použití v dynamickém hltiči musíme vždy rozlišovat celkovou okamžitou deformaci aktuátoru a její aktivní složku vyvolanou pouze řídícím napětím. Celková okamžitá deformace je dána součtem aktivně vyvozené deformace a deformace od vnějších silových účinků. Celá situace je zobrazena na obrázku 7.1. Hodnota l_{00} odpovídá nezatížené délce při nulovém řídícím napětí, l je okamžitá délka aktuátoru a $l_{00}+k^*$ U_{con} je délka kterou by měl aktuátor bez působení vnějších sil při daném řídícím napětí. Tuhost předepínací pružiny je o dva až tři řády nižší než tuhost aktuátoru, tedy předepínací sílu F_{pred} můžeme při daných malých deformacích považovat za konstantní. Dynamická rovnice pro hmotu hltiče má při zanedbání tlumení tvar

$$0 = m_4 \cdot a_{hlt} + k_t \cdot (l_{00} + k \cdot U_{con} - l) - F_{pred}.$$
(7.2)



Obr. 7.2 Fotografie použitého piezoaktuátoru Physik Instrumente P820-60 v zástavbě hltiče

Konstanta k se určí z bilance maximálního prodloužení piezoaktuátoru při maximálním napětí, pro použitý aktuátor tedy například

$$k = \frac{60.10^{-6}}{100} \qquad \left[\frac{m}{V}\right]. \tag{7.3}$$

7.2 Syntéza řízení dynamické absorpce pomocí optimalizace

Výchozí použitý dynamický model stroje je popsán na obrázku 7.3. Pro takto zavedený zjednodušený model byly na základě měření modálních vlastností a znalosti konstrukce stroje sestaveny základní matice – matice hmotnosti **M**, matice tuhosti **K** a matice tlumení **B**. Vnitřní útlum mechanické soustavy pro všechny uvažované tvary kmitu vycházel z měření přibližně s hodnotou $b_r = 0.02$. Hodnoty soustředěných tlumících a tuhostnich parametrů modelu byly optimalizovány s cílem minimalizace rozdílu simulace a experimentu.



Obr. 7.3 Schema použitého mechanického modelu soustavy

Pro popis soustavy byla zvolena forma stavového popisu pomocí fyzikálních souřadnic. Vektor stavů z a matice mechanického popisu systému **M**, **B**, **K** mají následující tvar

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix}^{t}, \mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_2 & 0 & 0 \\ 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{23} + b_t + b_{12} & -b_{23} & -b_t \\ -b_{23} & b_{23} & 0 \\ -b_t & 0 & b_t \end{bmatrix}, \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{23} + k_t + k_{12} & -k_{23} & -k_t \\ -k_{23} & k_{23} & 0 \\ -k_t & 0 & k_t \end{bmatrix}.$$
(7.4)

Matici systému A pro stavový popis pak je

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{B} \end{bmatrix},\tag{7.5}$$

kde 0 je nulová matice a I je jednotková matice, obě o rozměru 3x3. Stavový popis lze pak zapsat následujícím tvarem.

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{z} + \mathbf{B}_{act} \cdot F_{act} + \mathbf{B}_{tech} \cdot F_{tech} + \mathbf{B}_{poh} \cdot F_{poh} , \qquad (7.6)$$

kde
$$\mathbf{B}_{act} = \begin{bmatrix} 0\\0\\-\frac{1}{m_2}\\0\\-\frac{1}{m_4} \end{bmatrix}, \mathbf{B}_{tech} = \begin{bmatrix} 0\\0\\0\\\frac{1}{m_2}\\0\\0 \end{bmatrix}, \mathbf{B}_{poh} = \begin{bmatrix} 0\\0\\0\\0\\\frac{1}{m_3}\\0 \end{bmatrix}.$$
 (7.7)

 F_{act} je řídící síla od piezoaktuátoru, F_{tech} je rušivá síla od technologického procesu a F_{poh} je rušivá síla od nevývažku pohonu (tato síla se dále v modelu zanedbává).

Syntézu řízení lze provést několika způsoby. Jedním ze základních prostředků je nalezení lineární stavové zpětné vazby,

$$F_{act} = -\mathbf{G} \cdot \mathbf{z} \tag{7.8}$$

kde F_{act} je řídící veličina a z stavový vektor. Tuto stavovou vazbu lze získat velmi efektivně pomocí minimalizace integrálního kriteria vedoucí na tzv. LQR (Linear Quadratic Regulator) řízení [47].

$$J = \int_{0}^{\infty} (\mathbf{z}^{\mathrm{T}} \cdot \mathbf{Q} \cdot \mathbf{z} + F_{act}^{\mathrm{T}} \cdot \mathbf{R} \cdot F_{act}) dt$$
(7.9)

V případě tlumení vibrací primární hmoty potřebujeme takovou matici zesílení G, aby účinek aktuátoru v co největší míře utlumil nežádoucí vibrace. V našem případě má řídící veličina F_{act} pouze skalární charakter, jelikož používáme jeden aktuátor. Matice R (v našem případě skalár) musí být laděna tak, aby aktuátor nepřesáhl své silové možnosti, zohledňuje tedy akční

potenciál aktuátoru. Matice \mathbf{Q} je pak ovlivněna prioritami řízení, v našem případě prioritami tlumení vibrací. Prioritou je snižování efektivní rychlosti primární hmoty m_2 , proto nejprve vyjádříme tuto rychlost pomocí vektoru stavů

$$v_2 = \mathbf{H} \cdot \mathbf{z}$$
, $\mathbf{H} = [0,0,0,1,0,0]$. (7.10)

Budeme-li nyní chtít minimalizovat hodnotu v_2^2 , pak pro výše zmíněnou váhovou matici dostaneme

$$\mathbf{Q} = \mathbf{H}^{\mathrm{T}} \cdot \mathbf{H} \,. \tag{7.11}$$

Vedle minimalizace rychlosti primární hmoty je však nutné minimalizovat i její výchylky. Z tohoto důvodu a pro numerické vlastnosti volíme váhové matice \mathbf{Q} =diag[1e7,1,1,1e10,1,1], \mathbf{R} =0.4. Matice zesílení \mathbf{G} je pak vypočítána pomocí řešení \mathbf{P} Riccatiho algebraické rovnice.





Obr. 7.4 Schéma rozmístění akcelerometrů použitých pro zpětnovazební řízení

Problém LQR řízení spočívá v tom, že vychází z kompletního vektoru stavů, který ve skutečnosti nemusí být ve zpětné vazbě k dispozici. V daném případě byly například použity výstupy tří akcelerometrů umístěných dle obrázku 7.4. Hovoříme o tom, že máme zpětnou vazbu "výstupní", nikoliv "stavovou". Jednu cestu, jak tento problém překlenout, skýtá tzv.

stavový pozorovatel, který na základě měření dostupných veličin rekonstruuje stavy soustavy (7.4) [47]. Rekonstrukce vychází z on-line použití dynamického modelu soustavy při řízení. Experimenty s rekonstrukcí stavu pomocí pozorovatele však v daném případě nevedly k příliš uspokojivým výsledkům. Naproti tomu se ukázalo, že rychlosti vibrací v místech akcelerometrů lze po patřičné filtraci (popsané níže) velmi dobře zrekonstruovat pomocí numerické integrace. Do zpětné vazby lze tedy použít rychlosti v_i a zrychlení a_i (i=2,3,4) primární hmoty, motoru a hltiče (Obr. 7.3, Obr. 7.4).

Půjde tedy opět o zpětnou vazbu výstupní. Z hlediska uvažovaného zjednodušeného modelu soustavy je však tato výstupní zpětná vazba dosti blízká zpětné vazbě stavové. Tři stavy (polohy x_i) jsou nahrazeny třemi zrychleními. Tato skutečnost inspirovala k následujícímu postupu.

 Nejprve je nalezena stavová zpětná vazba pomocí řešení Riccatiho rovnice (LQR). Při zohlednění silových možností aktuátoru (volbou R) získáme jistá zesílení (7.15) a jistý přenos (Obr. 7.5).

$$F_{act} = -\mathbf{G} \cdot \mathbf{z} = -\sum_{i=2}^{4} (g_{xi} x_i + g_{vi} v_i), \qquad (7.14)$$

kde konkrétně v našem případě máme

$$\begin{array}{ll} g_{x2} = -4.0415^{*}10^{7} & g_{v2} = -0.0037^{*}10^{7} \\ g_{x3} = -0.2425^{*}10^{7} & g_{v3} = 0.0039^{*}10^{7} \\ g_{x4} = 0. & g_{v4} = 0.0022^{*}10^{7}. \end{array} \tag{7.15}$$

2. Koeficienty výstupní (rychlosti a zrychlení) zpětné vazby hledáme pomocí numerické optimalizace. Počáteční hodnoty koeficientů převezmeme z výsledků LQR. Pro rychlosti přímo, pro zrychlení přepočteme z koeficientů polohových za předpokladu harmonického pohybu o úhlové frekvenci 800 Rad/s (jedná se o frekvenci, která leží v oblasti, jež nás při snižování vibrací nejvíce zajímá). Za cílovou funkci *cf* minimalizace vezmeme rozdíl přenosu získaného z LQR a přenosu z výstupní zpětné vazby. Snažíme se tedy naší Výstupní Zpětnou Vazbou "VZV" přiblížit výsledkům dosaženým z LQR (Obr. 7.5) dle následujícího vztahu

$$cf = \sum_{i=1}^{n} \left\| \frac{x_{2i}}{w} \right|_{VZV} - \left| \frac{x_{2i}}{w} \right|_{LQR} \right|,$$
(7.16)

kde x_{2i}/w je i-tý prvek přenosu systému pro i-tou uvažovanou frekvenci. Funkce *cf* je funkcí koeficientů zesílení pro VZV. Těsnost přiblížení obou křivek však není jediným kriteriem úspěchu, omezující podmínkou při optimalizaci musí být kontrola nepřekročení silových limitů aktuátoru.

Výsledný předpis pro akční sílu je

$$F_{act} = -\sum_{i=2}^{4} (g_{ai}a_i + g_{vi}v_i) , \qquad (7.17)$$

kde použité koeficinty v daném případě jsou

$$\begin{array}{ll} g_{a2} = -82.6 & g_{v2} = -1.506 * 10^4 \\ g_{a3} = -3.94 & g_{v3} = 3.985 * 10^4 \\ g_{a4} = 0 & g_{v4} = 2.391 * 10^4 \end{array} \tag{7.18}$$



Obr. 7.5 Přenos modelu systému s LQR a optimalizovanou výstupní zpětnou vazbou

7.3 Implementace řízení hltiče

Implementace zpětnovazebního řízení musí vzít v úvahu charakter měřených signálů, umístění snímačů, umístění a technická omezení použitého aktuátoru. Při popisovaných experimentech byla použita trojice akcelerometrů rozložených na stroji dle obrázku 7.4. Použité akcelerometry vybavené jednočipovým integrovaným obvodem se silově vyváženým kapacitním senzorem umožňují jednoduchou kalibraci otočením o 180° v gravitačním poli. Při zpracování jejich výstupu je nutné odstranit konstantní složku a přepočítat výstupní napětí na jednotky SI [m/s²]. Přitom je nutná správná interpretace znamének jednotlivých veličin na modelu a ve skutečnosti. Vzhledem k numerické integraci zrychlení pro získání průběhu rychlosti vibrací bylo odstranění konstantní složky provedeno dvoustupňově. Nejprve byla odměřená střední hodnota daného akcelerometru prostě od signálu odečtena, pak byla získaná hodnota přepočtena do jednotek SI a nakonec takto získaný signál filtrován dynamickým filtrem (Obr. 7.6).



Obr. 7.6 Zpracování signálu akcelerometru pro použití v řídícím algoritmu

V daném případě byla použita dynamická pásmová propusť typu Butterworth 2. řádu. Spodní frekvence pásu propustnosti byla zvolena 25 Hz, horní 250 Hz. V tomto pásmu se v daném případě nalézaly všechny důležité vlastní frekvence soustavy. Odfiltrování nízkých frekvencí je nutné pro výše zmíněnou přípravu signálu pro integraci. Vysoké frekvence zase vnášejí do zpětné vazby neužitečný šum a mohou vést k vybuzení jevu zvaného "spill over" spočívajícího ve vybuzení vysokých frekvencí soustavy. Pokud totiž určujeme koeficienty zpětné vazby na základě matematického modelu reálné soustavy, vždy nám model realitu popisuje jen do jistých frekvencí. Vysoké, v modelu neobsažené, vlastní frekvence pak mohou být zpětnou vazbou destabilizovány. Samotný zákon řízení bude využívat šest vstupů (tři rychlosti a tři zrychlení) a bude mít jednoduchý lineární tvar

$$u = \sum_{i=2}^{4} (k_{ai}a_i + k_{vi}v_i), \qquad (7.19)$$

kde kvi a kai jsou koeficienty zákona řízení a indexy odpovídají číslům těles.

Řídící veličinu *u* budeme již uvažovat ve voltech a měla být v mezích od -5 *V* do +5 *V*. Jak zobrazeno na obrázku 7.7, je takto vypočtená veličina znovu odfiltrována výše popsanou pásmovou propustí a na závěr je upravena s ohledem na pracovní rozsah zesilovače piezočlenu <0,10> [V].



Obr. 7.7 Schema implementace řídícího algoritmu

7.4 Experimentální výsledky řízení hltiče

Při prvním experimentu byl stroj buzen nevývažkem pro 8000 ot/min. Tyto otáčky (8000 ot/min odpovídá 133.33 Hz), které jsou nejvyšší na stroji dosažitelné, jsou nejblíže budicí frekvenci kritické vlastní frekvence. Na obrázcích 7.8 a 7.9 jsou zachyceny časové průběhy zrychlení na primární hmotě a motoru, a to vždy bez řízení (řízení vypnuto) a s řízením (řízení zapnuto). Je zřetelně patrný účinek aktivního řízeného dynamického hltiče na pokles amplitud kmitání. Pokles amplitud činí asi 80%.



Obr. 7.8 Experimentální výsledky pro primární hmotu a buzení 8000 ot/min (133.33 Hz)



Obr. 7.9 Experimentální výsledky pro hmotu motoru a buzení 8000 ot/min (133.33 Hz)



Obr. 7.10 Naměřené frekvenční (otáčkové) závislosti amplitudy zrychlení pro vřeteník



Obr. 7.11 Naměřené frekvenční (otáčkové) závislosti amplitudy zrychlení pro motor

Další série experimentů spočívala v měření odezvy na buzení v celém rozsahu otáček stroje v intervalech po 500 ot/min. Frekvenční (otáčkové) závislosti amplitudy zrychlení pro primární hmotu (vřeteník) a motor při porovnání stavu bez řízení a s řízením jsou na obrázcích 7.10 a 7.11. Potlačení vibrací způsobených nevývažkem, stejně jako potlačení vibrací způsobených různými obráběcími režimy (otáčky, počty břitů fréz, čelní/boční obrábění) vykazovalo stejný charakter ilustrovaný zobrazenými závislostmi. Je zřejmé, že řízený hltič pracuje širokopásmově v dostatečně širokém okolí kritické vlastní frekvence stroje. Na závěr je třeba znovu zdůraznit, že provedené experimenty s řízeným hltičem vibrací byly záměrně uskutečněny na obráběcím stroji, který sám o sobě (bez řízeného hltiče) nebyl z hlediska vibrací problematický. Šlo o stroj po stránce svého vývoje doladěný a dlouhodobě úspěšně prodávaný. Důvodem tohoto výběru byla základní premisa, že aktivní řešení nemá být berličkou na záchranu špatného výchozího návrhu stroje.

Mimo aktivního snižování vibrací v oblasti prvních vlastních frekvencí stroje (na nějž byl popsaný vývoj řízení zaměřen) je další významnou oblastí pro aktivní řešení u obráběcích strojů potlačování vysokofrekvenčních samobuzených kmitů vznikajících v důsledku obráběcího procesu v řetězci stroj – nástroj – obrobek, známé jako "chatter" [14],[74],[75].

8 Závěr

Snižování nežádoucích mechanických vibrací je klíčovým problémem v mnoha technických aplikacích. Možnosti jejich pasivního snížení mají svá omezení, takže použití řízených aktuátorů představuje mnohdy jedinou cestu, jak dosáhnout požadovaných parametrů stroje. Amplitudový rozsah prakticky řešených nežádoucích vibrací je značný, počínaje od vibrací o desítkách nanometrů, které mohou narušit přesnost interferometrie u astronomických přístrojů na oběžné dráze, přes vibrace vřeteníků obráběcích strojů až po kmitání o amplitudách mnoha centimetrů u podvozků vozidel. Stejně tak i frekvenční rozsah nežádoucích vibrací je značný, jdoucí od několika Hz po mnoho kHz. Z toho vyplývá nutnost použití různých typů aktuátorů a senzorů a hledání účinných postupů při návrhu řídících algoritmů.

Tato práce prezentuje shrnutí a zobecnění postupů, které bylo nutné vyvinout, doplnit a zobecnit při řešení několika projektů zakončených verifikačními experimenty na reálných prototypech. Jejím spojujícím tématem je vícekriteriální parametrická optimalizace použitá při syntéze zákonů řízení aktuátorů pro snižování vibrací. Východiskem optimalizace jsou různé varianty simulačních modelů zařízení. Výsledkem řešení několika popsaných projektů je vytvoření metodiky postupu syntézy řízeného snižování vibrací. Vytvořená metodika poskytuje ucelený systematický postup, který je důležitou součástí inženýrského návrhu u zařízení vyžadujících aktivní a zejména poloaktivní řešení problému vibrací. Tato metodika samozřejmě není jedinou možnou cestou řešení daného problému, nicméně vyznačuje se několika pozitivními vlastnostmi, kterými jsou zejména naprosté minimum omezujících požadavků kladených na tvar popisu systému, formu zákona řízení a formulaci cílových funkcí hledaného řízení. Zvláště vhodný je tento postup při syntéze řízení poloaktivních aktuátorů, kde je odstraněno nebezpečí destabilizace systému. Nevýhoda relativně vyšsí výpočtové náročnosti metody je při současné úrovni a trvajícím nárůstu výpočetní rychlosti počítačů značně oslabena.

Její použitelnost a užitečnost byla experimentálně prokázána při řešení popsaných projektů, kdy bylo dosaženo řady důležitých výsledků. Jde o snížení dynamického namáhání vozovek nákladními vozy pomocí řízení tlumičů, zrychlení odezvy řízeného tlumiče na řídící signál pomocí řízení využívajícího silovou zpětnou vazbu a o snížení vibrací vřeteníku obráběcího stroje aplikací aktivního dynamického hltiče s řízeným piezoaktuátorem. Mimo těchto projektů zakončených experimentálními ověřeními na prototypech vznikly další doplňující studie zaměřené na zmapování potenciálních možností poloaktivních aktuátorů. Byl zkoumán vliv tvaru pole dostupných charakteristik řízených tlumičů, vliv rychlosti jejich odezvy a byla provedena studie možností poloaktivní vibroizolace s aplikací například pro odpružení sedačky řidiče.

Prezentovaná metodika syntézy řízení pro snižování vibrací je nyní dále používána v dalších projektech zaměřených například na interakci poloaktivního pérování se systémem ABS s cílem snížení brzdné dráhy, nebo na řízení poloaktivního pérování nákladních vozů šetrného ke konstrukcím mostů. Pokračuje taktéž vývoj směřující k poloaktivnímu aktuátoru s co nejrychlejší odezvou na řídící signál a aktuátoru kombinujícímu poloaktivní a aktivní režim, a to zejména s použitím lineárních elektrických motorů.

9 Literatura

[1] Preumont, A.: Vibration Control of Active Structures – An Introduction, Solid Mechanics and Its Applications, Vol. 50, Kluwer Academic Publisher, Dordrecht, 1997.

[2] Elliot, S.J.: Active Sound Control, In: "Responsive Systems for Active Vibration Control", NATO Science Series, Series II: Mathematics, Physics and Chemistry – Vol.85, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2002, pp. 44 -58.

[3] Frahm, H.: Device for Damping Vibrations of Bodies, US patent 989958, 1911.

[4] Den Hartog J. P.: Tuned Pendulums as Torsional Vibration Eliminators. Stephen Timoshenko 60th Anniversary Volume. Macmillan, London, Great Britain 1938.

[5] Seto K., Yamashita S., Okuma M., Nagamatsu A.: Simultaneous Optimum Design Method for Multiple Dynamic Absorbers to Control Multiple Resonance Peaks. SAE Transactions, Vol. 100, p. 1481, 1991.

[6] Tewani S.G., Stephens L.S., Rouch K.E.: Acitive optimal vibration control using dynamic absorber, IEEE International Conference on Robotics and Automation, p.p. 1182-1187, Sacramento, CA, 1991.

[7] Stephens L.S., : An Active Dynamics Absorber for the Suppression of Machining Chatter , M.S. Thesis , Univ. of Kentucky, KY, 1989.

[8] Ball J.H., Sheth P.N., Routh K.E.: Damped dynamic vibration absorber, US patent Number 4583912, 1986.

[9] Kejval, J.: Tlumení vibrací strojů poloaktivním dynamickým hltičem, disertační práce, Fakulta strojní, ČVUT v Praze, 2001.

[10] Thowsen A.: An Analytic Stability Test for a Class of Time-Delay Systems. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. AC-26, pp. 735, 1981.

[11] Olgac, N., Holm-Hansen, B.: "A Novel Active Vibration Absorption Technique: Delayed Resonator", In: Journal of Sound and Vibration, 1994, vol. 176, pp. 93.

[12] Olgac N.: Delayed Resonators as Active Dynamic Absorbers. United States Patent 5,431,261, 1995.

[13] Valášek M., Olgac N.: New Concept of Active Multiple-Frequency Vibration Suppression Technique. Extended Abstracts of NATO ARW Smart Structures. Edited by Holnicky-Szulc J., Rodellar J., Pultusk, Poland 1998.

[14] Hošek M., : Robust delay – controlled dynamics absorber, doctoral dissertation, CTU in Prague, 1998.

[15] Valášek, M., Kejval, J.: New Direct Synthesis of Nonlinear Optimal Control of Semi-Active Suspensions, In: Proceedings of the 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control. Michigan : ASME Dynamic Systems and Control Division, 2000, p. 691-697.

[16] Preumont, A.: An Introduction to Active Vibration Control, In: "Responsive Systems for Active Vibration Control", NATO Science Series, Series II: Mathematics, Physics and Chemistry – Vol.85, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 2002, pp. 1 - 41.

[17] Vaculín, O., Heckmann, A.: Simulation and Control of Smart Structures in Multibody Systems, In: 3rd International Congress on Mechatronics 2004, Prague, July 2004.

[18] D. Karnopp, M. Crosby, and R.A. Harwood. Vibration control using semi-active force generators. Journal of Engineering for Industry, No 96, pp. 619 – 626, 1974.

[19] R.S. Sharp and D.A. Crolla. Road vehicle suspension system design - a review. Vehicle System Dynamics, 16, pp. 167 – 192, 1987.

[20] H.E. Tseng and J.K. Hedrick. Semi-active control laws - optimal and sub-optimal. Vehicle System Dynamics, 23, pp. 545 – 569, 1994.

[21] E.M. Elbeheiry, D.C. Karnopp, M.E. Elaraby and A.M. Abdelraaouf. Advanced ground vehicle suspension systems - a classified bibliography. Vehicle System Dynamics, 24, pp. 231 – 258, 1995.

[22] K. Yi and J.K. Hedrick: Active and Semi-Active Heavy Truck Suspensions to Reduce Pavement Damage, SAE Technical Paper 892486, 1989.

[23] P. Causemann and S. Irmscher. Neue semi-aktive Fahrwerkssysteme für PKW und NKW. In *Proc. of Aktive Fahrwerktechnik*, Essen, 1995.

[24] K.J. Kitching, D.J. Cole, and D. Cebon. The development of a heavy vehicle semi-active damper. In *Proc. of International Symposium of Advanced Vehicle Control, AVEC'96*, pp. 153 – 162, 1996.

[25] Symans, M., Constantinou, M.: Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art rewiev, Engineering Structures 21 (1999), pp. 469-487, Elsevier.

[26] Thomas Lord Research Center : ENGINEERING NOTE Designing with MR Fluids 12/1999.

[27] Mark J., Jonathan B - Lord Research Center Properties and Applications of Commercial Magnetorheological Fluids, SPIE 5th Annual Int. Symposium on Smart Structures and Materials, 1998.

[28] Honců, J., Valášek, M. : New Semi-Active Actuator Based on Linear Electric Motor, In: EUROMECH Colloquium 455 on Semi-Active Vibration Suppression, Prague, July 2004.

[29] Vaculín, O., Tapavicza, M., Bose, L., Altmann, F.: Modelling and Simulation of an Experimental Vehicle with Magnetorheological Dampers, In: EUROMECH Colloquium 455 on Semi-Active Vibration Suppression, Prague, July 2004.

[30] Votrubec, R.: Fuzzy Control of Damper with Magnetorheological Fluid, In: EUROMECH Colloquium 455 on Semi-Active Vibration Suppression, Prague, July 2004.

[31] Kortüm, W., Rulka, W., Schwartz, W.: Analysis and Design of Controlled Vehicles Using Multibody Simulation Models, In: Proc. of the International Symposium on Advanced Vehicle Control 1994, pp. 85-92, 1994.

[32] Valášek, M., Novák, M., Šika, Z., Vaculín, O.:Extended Ground-Hook - New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension, In: Vehicle System Dynamics. 1997, vol. 27, no. 5-6, pp. 289-303.

[33] Cloutier, J., R.: State-Dependent Riccati Equation Techniques – An Overview, In: Proc. of the 1997 American Control Conference, Albuquerque, USA, 1997.

[34] Valášek, M., Kortüm, W. "Semi-active Suspension Systems II", In: Mechanical Design Handbook, CRC Press, 2001.

[35] Steinbauer, P.: Nelineární řízení nelineárních mechanických systémů, disertační práce, Fakulta strojní, ČVUT v Praze, 2001.

[36] Lukšan, L. et al.: UFO - interactive system for universal functional optimization. Technical Report 599, Institute of Computer Science of Academy of Sciences of the Czech Republic, Prague, 1994.

[37] Houck, Ch., Joines, J., Kay, M.: A genetic algorithm for function optimization: A MATLAB implementation. Technical Report NCSU-IE TR 95-09, North California State University, 1995.

[38] Valášek, M., Kortüm, W., Šika, Z., Magdolen, L., Vaculín, O.: Development of semiactive road-friendly truck suspensions. Control Engineering Practice, Vol. 6: 735 – 744, 1998.

[39] Valášek, M., Stejskal, V., Šika Z., Vaculín, O., Kovanda, J.: Dynamic Model of Truck for Suspension Control, In: Proc. of the 15th IAVSD Symposium held in Budapest, Hungary, August 1997, pp. 496-505.

[40] Kortüm, W., Valášek, M. (eds.). Semi-active damping of truck suspensions and their influence on driver and road loads. COPERNICUS SADTS, CIPA-CT-940130 final technical report, DLR Oberpfaffenhofen, CTU Prague, 1998.

[41] The MathWorks Web Site: <u>http://www.mathworks.com</u>

[42] The MathWorks Inc. MATLAB – User's Guide.

[43] The MathWorks Inc. Simulink – User's Guide.

[44] Valášek, M., Steinbauer, P., Baněček, J., Vaculín, O.: Interfacing of CAE Tools, In: Proc. of First International Conference on Advanced Engineering Design, Prague, 1999, pp. 291-298.

[45] The INTEC Web Site: http://www.simpack.com

[46] The INTEC GmbH. SIMPACK – User's Guide.

[47] Lewis, F.,L.: Applied Optimal Control and Estimation, New Jersey, Prentice Hall 1992.

[48] Kejval, J., Šika, Z., Valášek, M.: Active Vibration Suppression of a Machine, In: Interakce a zpětné vazby '2000 - sborník referátů. Prague : Academy of Sciences of the Czech Republic, Institute of Thermomechanics, 2000, pp. 75-80.

[49] Kortüm, W., Valášek, M., Šika, Z., Schwartz, W., Steinbauer, P.: Semi-Active Damping in Automotive Systems: Design by Simulation, In: International Journal of Vehicle Design. 2002, vol. 28, no. 14, pp. 103-120.

[50] Valášek, M., Šika, Z., Kejval, J., Honců, J., Steinbauer, P.: Force Control of Variable Shock Absorber, Proceedings of AVEC 02, Tokyo 2002, Vol. 1, pp 141-146.

[51] Valášek, M., Zúbek, T., Šika, Z., Steinbauer, P., Kejval, J.: Measurement of Controllable Shock Absorber for Dynamic Identification and Evaluation of Its Force Control, In: Proc. of ICOVP 2003, Liberec 2003, pp. 67-74.

[52] Šika, Z., Valášek, M.: Nonlinear Semi-Active Control of Vibration Isolation, In: Proc. of Mechatronics, Robotics and Biomechanics 2003, Brno 2003, vol. 1, pp. 1-10.

[53] Šika, Z., Valášek, M.: Nonlinear Versus Linear Control of Semi-Active Vibration Isolation, In: EUROMECH Colloquium 455 on Semi-Active Vibration Suppression, Prague, July 2004.

[54] Hiller, B.: Ferraris Acceleration Sensor – Principle and Field of Application in Servo Drives, <u>http://www.huebner-berlin.de</u>

[55] Rao, S.S.: Optimization – Theory and Applications, Wiley Eastern Limited, 1978.

[56] Wallentowitz, H., Valášek, M., Kortüm, W. (eds.). Proc. of Workshop Moderne Nutzfahrzeug-Fafrwerke: Potential zur Ladegut- und Fahrbahnschonung. Workshop mit Demonstrationen in Versuch und Simulation, Aachen: RWTH Institut fur Kraftfahrwesen Aachen, 2000.

[57] Duym, S., Stiens, R., Reybrouck, K.: Evaluation of Shock Absorbers Models, Vehicle System Dynamics 27 (2), 1997, pp. 109-127.

[58] Duym, S.: Simulation Tools, Modelling and Identification, for an Automotive Shock Absorber in the Context of Vehicle Dynamics, Vehicle System Dynamics 33 (4), 2000, pp. 261-285.

[59] Duym, S., Reybrouck, K.: Physical Characterization of Nonlinear Shock Absorber Dynamics, European Journal of Mechanical and Environmental Engineering, Vol. 43(4), 1998, pp. 181-188.

[60] Spencer, B.F., Dyke, S.J., Sain, M.K., Carlson J.D.: Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper, ASCE Journal of Engineering Mechanics, Vol. 123(3), 1997, pp. 230-238.

[61] Besinger, F.H., Cebon, D., Cole, D.J.: An Experimental Investigation into the Use of Semi-Active Dampers on Heavy Lorries, In: Proc. of 12th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks, Lyon, Swets and Zeitlinger, 1991.

[62] Valášek, M., Kejval, J., Máca, J.: Control of Truck Suspension as Bridge-Friendly, In: Proc. of Structural Dynamics EURODYN 2002, Munich, Balkema, 2002, pp. 1015-1020.

[63] Vaculín, O.: Multi-Objective Suppression of Vehicle Suspension Vibration, disertační práce, Fakulta strojní, ČVUT v Praze, 2000.

[64] Cebon, D.: Vehicle generated road damage: A review. *Vehicle System Dynamics*, *18*, 1989, pp. 107–150.

[65] DIVINE, OECD IR 6 final report, September 1997. Printed for European Divine Concluding Conference, Rotterdam.

[66] Potter, T.E.C., Cebon, D., Cole, D.J.: Assessing Road Friendliness – A Review. IMechE J Auto Eng, 1997.

[67] Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. International Organisation for Standardization, ISO 2631, first edition, 1974.

[68] Valášek, M., Šika, Z., Steinbauer, P., Kejval, J.: Influence of Controllable Shock Absorber Dynamics on Road-Friendly Truck Suspension, In: Proc. of ICOVP 2003 - 6th International Conference on Vibration Problems. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2003, pp. 31-36.

[69] Besinger, F.H., Cebon, D., Cole, D.J., Force Control of a Semi-Active Damper, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 24, 1995, pp. 695-723.

[70] NATIONAL INSTRUMENTS Web Site: http://www.ni.com/labview/

[71] dSPACE Web Site: http://www.dspace.de

[72] Wen, Y.K.: Method of Random Vibration of Hysteretic Systems, In: *ASCE* Journal of Engineering Mechanics, 1976, vol. 102(2), pp. 249-263.

[73] Valášek, M., Kejval, J.: Limited active road friendly truck suspension, In: Proc. of 17th Symposium Dynamics of Vehicles on road and tracks IAVSD 2001, Technical University of Denmark. Copenhagen (Lyngby), August 2001.

[74] Tlustý, J.: Machine Dynamics. In: Handbook of High Speed Machining Technology, Edited by King, R.I., Chapman and Hall, New York, 1985.

[75] Olgac, N., Hošek, M.: New Perspective and Analysis for Regenerative Machine Tool Chatter, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1998, Vol. 38, pp. 783.