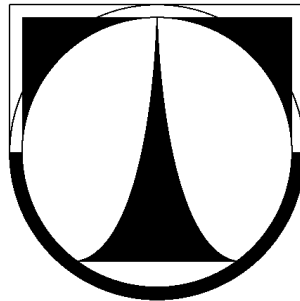


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií



**AKTIVNÍ VIBROIZOLAČNÍ SYSTÉM
SEDADLA ŘIDIČE**

AUTOREFERÁT DISERTAČNÍ PRÁCE

2008

Libor Kupka

Aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče

Autoreferát disertační práce

Ing. Libor Kupka

Studijní program: P 2612 Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 2612V045 Technická kybernetika

Školící pracoviště: Ústav mechatroniky a technické informatiky
Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií
Technická univerzita v Liberci
Studentská 2, 461 17 Liberec

Školitel: doc. Ing. Bedřich Janeček, CSc.

ROZSAH DISERTAČNÍ PRÁCE A PŘÍLOH

Počet stran práce:	238
Obrázků:	223
Tabulek:	8
Počet stran příloh:	16
Obrázků:	9
Tabulek:	0

Disertační práce je k nahlédnutí na děkanátu FM, TU v Liberci
Hálkova 6, budova A, tel.: +420 485 353 110

Aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče
Autoreferát disertační práce

Obsah

Přehled symbolů a označení	VII
1 Úvod	1
1.1 Současný stav problematiky, která je předmětem disertace a přehled odborné literatury	2
1.2 Cíle disertační práce	5
2 Způsob řešení a dosažené výsledky	7
2.1 Vibroizolační systémy sedadel řidiče	7
2.1.1 <i>Stručný přehled vývoje odpružených sedadel</i>	7
2.1.2 <i>Popis experimentálních modelů</i>	9
2.2 Matematický model, linearizace ve stavovém prostoru	11
2.3 Řídicí systém aktivního sedadla	15
2.3.1 <i>Řízení experimentálních modelů sedadla</i>	15
2.3.2 <i>Řízení simulačního modelu diskretním LQ regulátorem</i>	17
2.4 Hodnocení vibrací působících na lidský organismus	19
2.5 Přenosové charakteristiky modelu a funkčního vzoru sedadla s aktivní vibroizolací	21
2.6 Přenosové charakteristiky simulačního modelu s diskretním LQ regulátorem	27
3 Závěr	29
3.1 Výsledky disertace s uvedením nových poznatků pro vědní obor a pro praxi	30
Literatura	33
Vlastní publikační činnost	37
Anotace	39
Annotation	41

Přehled symbolů a označení

A		matice spojitého systému;
<i>a</i>	m s^{-2}	zrychlení;
B		matice vstupu (řízení) spojitého systému;
C		matice výstupu;
<i>E</i>		operátor střední hodnoty;
<i>F_{rd}</i>	N	dorazová síla;
f		vektor funkcí;
<i>f</i>		funkce; funkční hodnota;
	Hz	frekvence;
<i>f_n</i>	Hz	přirozená rezonanční (vlastní) frekvence netlumeného systému;
		nelineární funkce;
<i>f_k</i>		kompenzační funkce;
<i>f_m</i>	Hz	střední frekvence pásma;
G		matice vstupu;
<i>G_e</i>		obrazový přenos filtru estimátoru;
<i>G_F</i>		obrazový přenos filtru;
g		vektor funkcí;
<i>g</i>	m s^{-2}	tíhové zrychlení;
<i>H_a</i>		přenos zrychlení;
<i>H_z</i>		přenos výchylky;
<i>J</i>		hodnota kritéria;
<i>j</i>		počet; posloupnost celých nezáporných čísel; diskretní čas;
K		matice zesílení regulátoru;
<i>k</i>		koeficient regulátoru;
<i>k_d</i>	$\text{kg}^2 \text{s}^{-1}$	koeficient viskózního tlumení;
<i>k_e</i>		koeficient estimátoru;
<i>k_F</i>		koeficient dorazové síly;
<i>k_{u1}</i>	$\text{kg s}^{-1} \text{V}^{-1}$	koeficient průtokové funkce;
<i>k_{v1}</i>	m^2	koeficient průtoku při napouštění pružiny;
<i>k_{v2}</i>	m^2	koeficient průtoku při vypouštění pružiny;
L		matice estimátoru; Kalmanovo zesílení;
<i>L</i>		hladina zrychlení vibrací;
M		matice diskretního systému;
<i>M</i>	kg	hmotnost sedáku a řidiče (části lidského těla);
<i>m_v</i>	kg	hmotnost vzduchu uvnitř pružiny;
N		matice vstupu (řízení) diskretního systému;
N_N		váhová matice;
<i>N</i>		počet; konstanta;
<i>n</i>		posloupnost celých nezáporných čísel; počet;
<i>n_d</i>		diskretní dopravní zpoždění;
P		váhová matice stavu; kovariační matice chyby odhadu;
<i>P_a</i>	$[\text{m s}^{-2}]^2 \text{Hz}^{-1}$	výkonová spektrální hustota zrychlení;
<i>P_z</i>	$\text{m}^2 \text{Hz}^{-1}$	výkonová spektrální hustota výchylky;
<i>p₁</i>	Pa	přetlak vzduchu v zásobníku (vzduchojemu);
<i>p₂</i>	Pa	přetlak vzduchu v pneumatické pružině;
<i>p_a</i>	Pa	atmosférický tlak vzduchu;
<i>p_p</i>	Pa	přetlak vzduchu v měchu pružiny;
Q		váhová matice stavu;
Q_N		váhová matice;

Přehled symbolů a označení

R		váhová matice vstupu;
R_N		váhová matice;
S	m ²	plocha; efektivní plocha;
T	s	perioda vzorkování;
T_m	s	doba trvání měření;
t	s	čas;
U_r	V	napětí na výstupu z regulátoru;
U_v	V	ovládací napětí servoventilu;
u		vektor vstupních veličin;
u		vstupní veličina; akční veličina regulátoru;
u_r		akční veličina regulátoru;
V	m ³	objem pružiny; objem vzduchu v pružině;
v	m s ⁻¹	rychlost;
x		stavový vektor;
x		vstupní veličina; stavová veličina; stav;
y		vektor výstupu;
y		výstupní veličina;
y_v		vektor výstupu zatíženého šumem;
z	m	absolutní zdvih;
κ		exponent změny stavu vzduchu;
v		vektor parazitního šumu;
τ	s	časová konstanta;
τ_d	s	dopravní zpoždění;
τ_{dz}	s	zbytkové dopravní zpoždění;
ω		vektor parazitního šumu.

Indexy

0	počáteční; jmenovitý;
1	základny sedadla;
2	sedáku;
E	estimovaný;
ef	efektivní;
I	system s přidaným integrátorem;
<i>j</i>	pořadové označení (<i>j</i> -tý);
max	maximální;
min	minimální;
R	system se zpožděním zahrnutým do matic popisu;
r	relativní;
T	transpozice;
W	žádaný;
w	vážený.

Zkratky

AV	Akademie věd České republiky;
ASME	American Society Of Mechanical Engineers;
ČSN	Česká státní norma;
CVG	Commercial Vehicle Group;
ČVUT	České vysoké učení technické v Praze;

FFT	fast Fourier transform (rychlá Fourierova transformace);
GPIB	general purpose interface bus (víceúčelová sběrnice pro měřicí systémy);
ISO	International Organization for Standardization;
KSI	Katedra softwarového inženýrství Technické univerzity v Liberci;
KST	Katedra částí a mechanismů strojů Technické univerzity v Liberci;
KTK	bývalá Katedra technické kybernetiky Technické univerzity v Liberci;
MSM	identifikátor výzkumného záměru Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy ČR;
ONA	oborová norma;
PSD	power spectral density (výkonová spektrální hustota);
PXI	PCI extensions for instrumentation (rozšíření sběrnice PCI pro měření);
RMS	root mean square (efektivní hodnota);
SAE	Society of Automotive Engineers;
SISO	single input – single output (jeden vstup a jeden výstup);
SOŠ	střední odborná škola v Lanškrouně;
SOU	střední odborné učiliště v Lanškrouně;
TU	Technická univerzita v Liberci;
URL	Unique Resource Locator (jednoznačné určení zdroje na Internetu);
ÚT	Ústav termomechaniky Akademie věd ČR;
ÚTAM	Ústav teoretické a aplikované mechaniky Akademie věd ČR;
VŠST	Vysoká škola strojní a textilní v Liberci;
VUT	Vysoké učení technické v Brně;
VZ	výzkumný záměr.

1 Úvod

První impuls ke vzniku této práce vzešel z požadavku realizace aktivního vibroizolačního systému sedadla řidiče v Hydrodynamické laboratoři Fakulty strojní Technické univerzity v Liberci v rámci výzkumného záměru MSM 4674788501 – „*Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem*“. Dalším impulsem byla také jednání s výrobcem odpružených sedadel firmou C.I.E.B. Kahovec spol. s r. o. Brandýs nad Orlicí (součást americké firmy Commercial Vehicle Group, Inc.), která prostřednictvím jednatele firmy Ing. Františka Kahovce také projevila zájem o vývoj aktivního řídicího systému sedadla.

Myšlenka potlačení nechtěných vibrací a jimi způsobeného hluku je již po mnoho let v popředí zájmu vědeckých pracovišť na celém světě. Úkolem vibroizolace, jakožto souboru technických prostředků a opatření, je účinná minimalizace přenosu vibrací mezi jednotlivými mechanickými částmi strojů a zařízení. Vibrace, chápáné jako fyzikální fenomén, je možno zjednodušeně definovat jako mechanické kmitání a chvění prostředí. Vibrace vznikají pohybem pružného tělesa nebo prostředí, jehož jednotlivé body kmitají kolem své rovnovážné polohy. Konkrétně chodem strojů a zařízení, motorů dopravních či jiných prostředků, ale i např. kmitavým pohybem lodní paluby vlivem působení mořských vln. Z těchto zdrojů se vibrace mohou přenášet na člověka přímo nebo prostřednictvím dalších materiálů, médií a zařízení (sedadlem řidiče, palubou lodi, plošinou vrtné soupravy, podlahou budovy v blízkosti zdroje vibrací apod.).

Při působení vibrací na člověka dochází k vynucenému kmitání některých částí lidského organismu nebo celého těla. Záleží přitom zejména na způsobu přenosu na lidský organismus a na fyzikálních vlastnostech vibrací (intenzita, frekvence). Pokud je budící frekvence blízká vlastní frekvenci některých důležitých orgánů a částí lidského těla, může docházet k závažným rezonančním jevům. Obecně lze říci, že každá část těla a tkáň rezonuje s jinou frekvencí vibrací a při určitém kmitočtu dochází v orgánech a tkáních k zesílení účinku. Tento účinek je vázán na druh vibrací, které se dělí podle způsobu přenosu. Např. celkové vibrace přenášené na sedící či stojící osobu z vibrujícího sedadla nebo podloží způsobují rezonance částí těla nebo tkání, zvýšené napětí svalů udržujících tělo ve stabilní poloze a mají nepříznivý vliv na páteř.

S neustálým rozvojem automobilové dopravy se logicky zvyšují také nároky kladené na pohodlí a bezpečnost jízdy osádky vozidel. Kmity a otřesy vyvolané jízdou vozidel po nerovných vozovkách nebo polním a lesním terénem zvyšují únavu řidičů. Při dlouhodobém a intenzivním působení mohou vážně poškozovat lidské zdraví a bývají častou příčinou nemocí z povolání. Primární vibroizolace, tj. odpružení podvozku vozidla, v těchto případech již nepostačuje a je nutné řidiče chránit použitím kvalitně odpruženého a anatomicky řešeného sedadla. To musí být regulovatelné a přizpůsobitelné jízdním vlastnostem vozidla i pracovním podmínkám řidičů a jejich tělesné konstrukci.

Při studiu kmitání u motorových vozidel je možno za rozhodující považovat svislé kmity. Pro tento směr kmitání leží vlastní frekvence lidského organismu přibližně mezi 4 až 8 Hz. V této frekvenční oblasti dochází nejen k rezonančnímu kmitání horní části trupu, ale rovněž k rezonanci obratlů a žaludku. Pro vodorovný směr celkových vibrací se vyskytuje rezonanční kmitání okolo 1 až 3 Hz. Člověk snáší obecně vodorovné kmitání (tj. kolmé k páteři) hůře, než kmity ve směru roviny páteře. Hodnocení účinku kmitání na člověka se dnes provádí na základě normy ČSN ISO 2631. Tato norma stanovuje meze efektivních hodnot zrychlení v závislosti na době účinku a frekvenci kmitání pro

svislý a vodorovný směr kmitů. V normě jsou definovány tzv. meze snížené výkonnosti, dále meze sníženého pohodlí a meze přímého ohrožení zdraví.

1.1 Současný stav problematiky, která je předmětem disertace a přehled odborné literatury

Problematika řízení systémů vibroizolace, ať již systémů aktivních, pasivních či jejich případných modifikací, je poměrně často publikovaná a to zejména v zahraničních odborných časopisech nakladatelství Elsevier (Journal of Sound and Vibration, Control Engineering Practice, Journal of Terramechanics a Biosystems Engineering). Významněji se této tématice věnuje také skupina časopisů SAE a ASME, z dalších pak též Vehicle System Dynamics a Journal of Agricultural Engineering Research. Problematice je věnována pozornost na tuzemských i zahraničních konferencích. Mezi významné články a příspěvky patří [1 až 8], základní přehled jednotlivých ve světě zkoušených algoritmů řízení a jejich popis obsahuje kniha:

- [9] Preumont, A.: *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*. 2. vyd. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2002. ISBN 1-4020-0925-9.

Je proveden rozbor dynamiky vibroizolačních struktur s důrazem na vhodnost jejich použití v různých modelových případech. Autor navzájem porovnává aktivní a pasivní vibroizolační systémy. Diskutována je i vhodnost použití různých typů akčních členů. Je popisován návrh optimálního řízení SISO systémů s využitím Riccatiho rovnice, ve stručnosti je diskutována říditelnost, pozorovatelnost a stabilita. Vlastnosti systémů jsou sledovány ve frekvenční oblasti. Pozornost je věnována i semiaktivním vibroizolačním systémům a říditelným tlumičům s magnetoreologickou kapalinou.

Stručný přehled o současném stavu řešené problematiky podávají též práce:

- [10] Bottega, W. J.: *Engineering Vibrations*. 1. vyd. New Jersey: CRC Press, 2006. ISBN 978-0-8493-3420-9.

V knize je proveden systematický úvod do problematiky mechanických a strukturních vibrací. Je zdůrazněna fyzikální interpretace a princip vzniku vibrací. Jsou uvedeny možné problémy spojené s jejich matematickým popisem. Pro každou třídu systémů (s jedním stupněm volnosti, s více stupni volnosti) jsou popisovány jejich základní dynamické vlastnosti a je zkoumán vliv působení vibrací na tyto systémy za nejrůznějších podmínek. Kniha obsahuje množství příkladů a případových studií.

- [11] Inman, D.: *Vibration with Control*. 1. vyd. New York: John Wiley & Sons, 2006. ISBN 978-0-470-01051-8.

Představuje základní příručku pro výzkum a praxi v oblasti vzniku a působení vibrací. Upozorňuje na problémy spojené s vibracemi a popisuje moderní metody jejich měření a následné analýzy. Autor využívá k popisu rozsáhlý matematický aparát. Uvažovány jsou lineární i nelineární modely se soustředěnými parametry, je uveden i popis systémů ve stavovém prostoru. Značná část knihy je věnována teorii stability, optimálnímu řízení popisovaných systémů (také i ve stavovém prostoru, včetně řízení s estimátorem stavu) a robustnosti navržených algoritmů řízení. Pro výpočty a numerickou simulaci je využíváno prostředí MATLAB.

Ve většině z výše uvedených publikací jsou popisovány různé přístupy k modelování vibroizolačních systémů, dynamické chování uvedených systémů je však poměrně často

pouze zjednodušeně aproximováno pomocí lineárních matematicko-fyzikálních modelů. Jen několik málo publikací se komplexněji zabývá reálnými vibroizolačními systémy sedadel řidiče. Popisované aktivní vibroizolační systémy jsou v převážné míře **založeny na řízení tlumiče**. Uvedená témata je také obsahem několika disertačních a habilitačních prací:

[12] Hauck, M.: *Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze*. [Doktorská disertační práce.] Berlín, 2001. Technische Universität Berlin.

V práci jsou vymezeny pasivní, semiaktivní a aktivní vibroizolační systémy. Je popsán jednoduchý model sedadla řidiče s lineárními vibroizolačními prvky a je uvedena také metodika hodnocení působení vibrací na lidský organismus. Autor stručně popisuje i ve světě používané přístupy k řízení vibroizolačních systémů. Těžiště práce je pak v rozboru vlastností reálného sedadla řidiče s nůžkovým vodicím mechanismem. Je prezentován matematický model tohoto systému. Vlastní vibroizolační systém je tvořen hadicovou pneumatickou pružinou a řízeným magnetoreologickým tlumičem. V závěru jsou uvedeny grafické záznamy výsledků měření přenosu zrychlení v porovnání s pasivním sedadlem.

[13] Šika, Z.: *Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů*. [Habilitationní práce.] Praha, 2004. ČVUT Praha, Fakulta Strojní.

Shrnuje a zobecňuje postupy, které bylo nutné vyvinout při řešení několika projektů zakončených verifikačními experimenty na reálných prototypch. Ústředním tématem je návrh a použití různých variant optimalizace simulačních modelů mechatronických zařízení při syntéze řízeného snižování vibrací.

Obecným popisem vlivu vibrací na člověka a způsoby jejich měření a vyhodnocování se zabývají také často citované publikace [14 až 16].

U nás se v současné době vibroizolací zabývá několik specializovaných pracovišť. Při ČVUT v Praze byla zřízena Mechatronická laboratoř. Technická univerzita v Liberci, konkrétně Katedra částí a mechanismů strojů Fakulty strojní, disponuje specializovaným a po technické stránce velmi dobře vybaveným pracovištěm pro experimentální výzkum v oblasti vibroizolace – Hydrodynamickou laboratoří (HDL). Její vybavení umožňuje provádět komplikované experimenty, ať již na samotných pneumatických pružinách, hydraulických tlumičích či hydropneumatických prvcích nebo i na složitějších vibroizolačních systémech. V rámci tohoto pracoviště je prováděn výzkum pérování sedadel řidiče, lehátek sanitních vozů a dalších pružicích a tlumicích systémů a prvků (pasivních či aktivních), které umožňují účinnou vibroizolaci zvyšovat komfort cestujících a životnost i funkční a provozní spolehlivost dopravních prostředků. Výsledky teoretických a experimentálních prací jsou průběžně publikovány na konferencích a ve výzkumných zprávách. Některé pro disertační práci zásadní teoretické poznatky obsahují především práce [17 až 21].

Nepostradatelnou součástí vibroizolačních systémů jsou **pneumatické pružiny**. Nejvíce se tyto pružiny uplatňují pro odpružení náprav nákladních automobilů, autobusů, trolejbusů i vlakových a tramvajových vagonů. Používají se ale také pro odpružení sedadel řidiče, především u autobusů, nákladních automobilů a traktorů, kde výrazně zvyšují jízdní komfort. Na Technické univerzitě v Liberci (dříve VSŠT), ve své době jediném pracovišti v tehdejší ČSSR zabývajícím se ve spolupráci s podniky Rubena Náchod a Autobrzdý Jablonec výzkumem, vývojem a aplikacemi pneumatických vibroizolačních soustav, byl intenzivní výzkum v této oblasti prováděn převážně kolektivem pracovníků Katedry částí a mechanismů strojů Fakulty strojní za vedení prof. Ing. Oldřicha Krejčíře, DrSc. již od počátku 60. let. minulého století. Během uplynulých let byly publikovány cenné

poznatky o vývoji, konstrukci a aplikaci samotných pneumatických pružin i celých soustav pro vibroizolaci strojů a zařízení, ale také pro odpružení vozidel. Některé nejdůležitější původní teoretické poznatky a popis originálních konstrukčních řešení pneumatických pružin, uspořádání pneumatického pérování vozidel a systémů regulace obsahují následující práce:

[22] Krejčíř, O.: *Výpočet vzduchových pružin určených k odpérování automobilů*. [Kandidátská disertační práce]. Liberec, 1964. VSŠT v Liberci. Fakulta strojní.

[23] Krejčíř, O.: *Vzduchové pružiny*. [Habilitační práce]. Liberec, 1968. VSŠT v Liberci. Fakulta strojní.

Jsou vymezeny požadavky kladené na pneumatické a hydropneumatické pružiny určené pro pérování automobilů. Je uvedena teorie automatické regulace stálé statické výšky, teorie charakteristik při osovém zatěžování odvozená s použitím principu virtuálních prací a z rovnováhy sil a teorie pneumatických pružin diferenčních. Je odvozen vztah pro výpočet tuhosti pružin a smluvní frekvence vlastních svislých kmitů odpérovaných hmot. Jsou uvedeny výsledky vývoje tehdejších československých pružin určených pro pérování autobusů, jejich charakteristiky i charakteristiky srovnatelných zahraničních výrobků.

[24] Krejčíř, O. a kol.: *Teorie, konstrukce, zkoušení a charakteristiky pneumatických pružin*. [Výzkumná zpráva KST 83-04.] Liberec: VSŠT, 1987.

Obsahuje úplný soubor tehdejších československých a některých zahraničních pneumatických pružin a jejich charakteristik. Vyčerpávajícím způsobem popisuje jednotlivé typy pružin, uvádí jejich technické parametry a dále tlakové, zatěžovací, geometrické (objem, efektivní plocha a její ukazatel) a frekvenční charakteristiky při jejich osovém i příčném zatěžování. Chyby měření resp. výpočtu jsou eliminovány metodami regresní analýzy. Popisované analytické a grafické metody při použití výpočetní techniky zjednodušují a značně urychlují práce spojené s vyšetřováním a znázorňováním geometrických a dalších charakteristik pneumatických pružin.

[25] Krejčíř, O.: *Pneumatická vibroizolace*. [Doktorská disertační práce.] Liberec, 1986. VSŠT v Liberci. Fakulta strojní.

Práce uvádí a shrnuje výsledky teoretického a experimentálního výzkumu v oblasti pneumatické vibroizolace strojů a zařízení z období do konce 80. let minulého století. V úvodu je provedena analýza aktivní nelineární pneumatické vibroizolační soustavy s deterministickým nebo stochastickým resp. kinematickým nebo silovým buzením, která je vytvořena pneumatickými pružinami a tlumiči kmitů se systémy regulace umístěnými mezi pružně uloženým objektem a stabilním nebo mobilním podložím. Tato soustava, ve zcela obecné podobě konstrukčně i výpočtově velmi složitá, je poté zjednodušeně popsána jako lineární kmitavý systém se šesti stupni volnosti. Práce dále obsahuje stručný přehled základních druhů a vlastností měchových (vlnovcových, membránových, vakových a hadicových) pneumatických pružin. Jsou popisovány i pružiny nesouose zatěžované a pružiny s různoběžnými dosedacími plochami. Značná pozornost je věnována matematickému a grafickému popisu a optimálnímu způsobu vyšetřování geometrických charakteristik pružin, které jsou funkcemi jedné nebo dvou nezávisle proměnných. Jsou uvedeny příklady geometrických charakteristik vybraných pneumatických pružin. Jsou také analyzovány vlastnosti a uspořádání konkrétních reálných pneumatických vibroizolačních soustav a příklady soustav autorem konstrukčně řešených a později realizovaných.

- [26] Prášil, L., Kracík, V.: *Efektivní plocha dvouvlňové vlnovcové pneumatické pružiny*. In: Sborník XXX. konference kateder částí a mechanismů strojů. Liberec: VSŠT, 1989, s. 189 – 196.
- [27] Prášil, L., Kracík, V., Frydrych, D.: *Statické charakteristiky pneumatických vlnovcových pružin při maximalizaci objemu*. [Výzkumná zpráva KST 90-23]. Liberec: VSŠT, 1990.

V prvním příspěvku je uváděn výpočet efektivní plochy pneumatické vlnovcové pružiny, který vychází z náhrady volných částí meridiánu kruhovými oblouky. Ve výzkumné zprávě je při výpočtu také využito principu maximalizace vnitřního objemu pružiny při konstantní délce meridiánu a oba uvedené přístupy jsou navzájem porovnány. Je také uvažován případ, kdy u některých dvouvlňových a obecně i vícevlňových vlnovcových pružin dochází k dotyku sousedních vln pryžokordového měchu. Výpočet je pro dvouvlňové vlnovcové pneumatické pružiny algoritimizován.

- [28] Mevald, J.: *Teorie kmitů hmoty na pneumatické pružině. 1. část: analytické řešení linearizované soustavy s jednou hmotou*. [Výzkumná zpráva KMP]. Liberec: VSŠT, 1977.

Zabývá se dynamickými vlastnostmi jednohmotové soustavy s pneumatickou pružinou v případech, kdy změny efektivní plochy pružiny jsou zanedbatelné. To je splněno např. při relativně malých kmitech u některých typů vakových pružin při vibroizolačních uloženích. V okolí rovnovážné polohy takových pružin lze linearizovat jejich tuhost a využít poznatků z lineární teorie kmitání. Uvažovány jsou vibroizolační systémy pouze s pneumatickou pružinou a systémy s pružinou a viskózním tlumičem. Z prezentovaných výsledků je zřejmé, že použití tlumičů ve vibroizolačním systému sedadla řidiče zhoršuje účinky vibroizolace v nadrezonanční oblasti. Řešením je použití tzv. tlumené pružiny, tj. pneumatické pružiny s přídatným objemem.

1.2 Cíle disertační práce

Hlavním cílem disertační práce je teoreticky navrhnout, ověřit a dále optimalizovat aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče. Navrhovaný systém, na rozdíl od v literatuře běžně popisovaných systémů, využívá jako akční člen **pouze pneumatickou pružinu**, do které je podle potřeby pomocí elektricky řízeného servoventilu přiváděn tlakový vzduch nebo je vzduch z této pružiny vypouštěn do okolní atmosféry. **Není použit samostatný tlumicí prvek** (tlumič).

Nezbytným předpokladem k návrhu jakéhokoliv řídicího systému je znalost alespoň přibližného matematického modelu regulovaného procesu. Z tohoto důvodu je v disertační práci navržen nelineární matematický model se soustředěnými parametry, který relativně dobře zachycuje podstatné vztahy mezi akčními a regulovanými veličinami a je tedy možné jej využít při návrhu řídicího systému. Uvedený model je dále linearizován ve zvolených bodech stavového prostoru.

Vzhledem k relativní složitosti a nelinearitě popisovaných experimentálních modelů je třeba vlastnosti jednotlivých algoritmů řízení nejprve ověřit simulací na matematických modelech sedadla. Modely jsou realizovány na číslicovém počítači ve vývojovém prostředí MATLAB – Simulink.

Aby bylo možné dosáhnout přijatelné shody numerické simulace s reálným systémem, je nutné provést identifikaci jednotlivých částí tohoto systému. Pro nalezení vhodných

řídících algoritmů je důležitá identifikace pneumatického proporcionálního servovalvu. Vlastnosti servovalvu, na jehož šoupátku dochází ke škrcení a následně k expanzi, určují průtokové charakteristiky. Jelikož neznáme vnitřní uspořádání ventilu, je třeba tyto charakteristiky získat na základě experimentálních měření.

Součástí nelineárního modelu jsou i geometrické charakteristiky použitého akčního členu – tj. pneumatické pružiny. Také tyto charakteristiky, zejména efektivní plochu a vnitřní objem v závislosti na osově deformaci pružiny, je třeba získat experimentálním měřením.

Navržený a dále optimalizovaný řídicí systém je v rámci disertační práce realizován v prostředí Real-Time modulu systému LabVIEW na průmyslovém řídicím počítači s operačním systémem reálného času. Dosažené výsledky je nutné na základě metodiky uváděné v odborné literatuře a v normách systematicky vyhodnocovat.

2 Způsob řešení a dosažené výsledky

Disertační práce je rozdělena do několika relativně samostatných částí. V teoretické části práce je popisována struktura známých pneumatických vibroizolačních systémů. Uváděny jsou nejčastěji používané typy pneumatických pružin, které jsou jejich základní součástí, včetně vymezení jejich použitelnosti v konkrétních případech. Jelikož jsou pro modelování důležité zejména jejich geometrické charakteristiky, je mimo teoretické odvození těchto charakteristik na základě principu virtuálních prací značná pozornost věnována jejich určování na základě experimentálních měření. Na příkladech konkrétních pružin jsou popsána specifika mající vliv na průběh efektivní plochy (dotyk vln u pružin vlnovcových, vliv pístu u pružin hadicových a vakových).

Práce podává též přehled vývoje odpružených sedadel, včetně ve světě v současnosti vyráběných typů. Je v ní proveden rozbor dynamických vlastností obecné jednohmotové soustavy s netlumenou pneumatickou pružinou a viskózním tlumičem resp. s tlumenou pneumatickou pružinou (s kladným doplňkovým objemem). Uvažováno je kinematické buzení základny, které odpovídá poměrům na sedadlech řidiče, a pro srovnání i buzení silové. Popisovány jsou vytvořené experimentální mechanické modely sedadel; je také prováděno hodnocení vlivu pasivních odporů.

Nejdůležitější částí práce je ale především odvození matematického modelu a popis několika realizací řídicích systémů. Experimentální část práce se pak zabývá ověřováním těchto aktivních systémů v laboratorních a v reálných podmínkách. Jsou shrnuty metody hodnocení účinku vibrací na lidský organismus. Pozornost je věnována doporučené metodice měření vibrací a následnému zpracování naměřených dat s využitím frekvenční analýzy. Následující odstavce stručně shrnují nejdůležitější části práce.

2.1 Vibroizolační systémy sedadel řidiče

Před nežádoucími vibracemi řidiče částečně chrání odpružení vozidel. Ve většině případů ale tato ochrana není dostatečná a na některých vozidlech odpružení není vůbec. V takových případech může řidiče před kmity a otřesy chránit jen kvalitně odpružené a anatomicky řešené sedadlo.

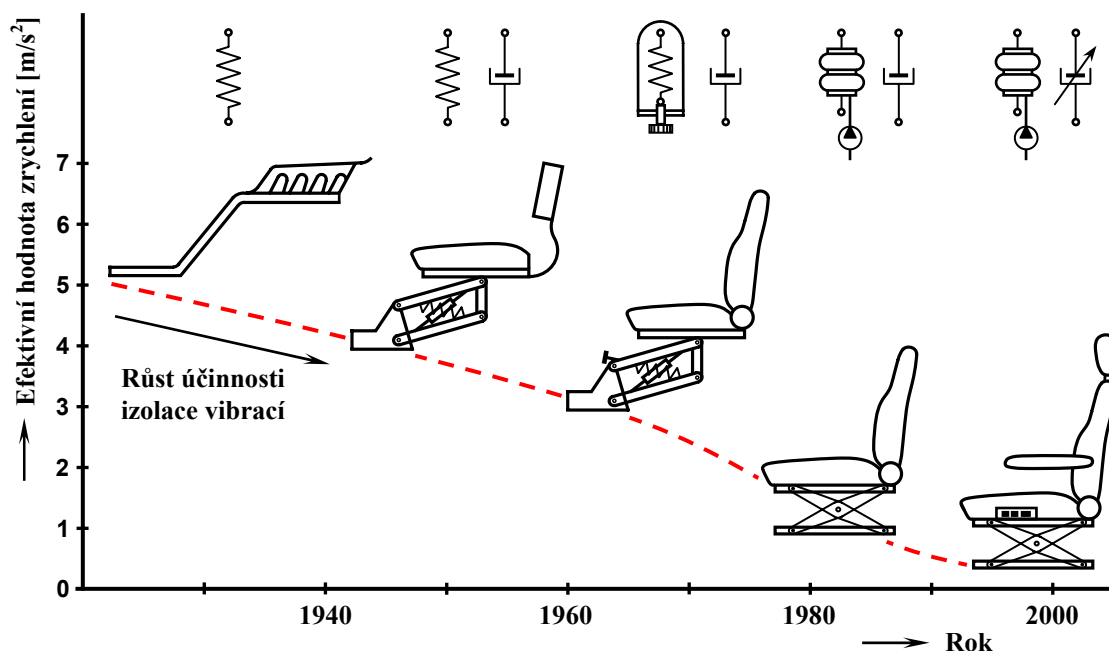
2.1.1 Stručný přehled vývoje odpružených sedadel

Průběh vývoje odpružených sedadel je uveden na obr. 2.1-1. V pružicích podstavcích prvních sedadel řidiče byly použity pouze ocelové pružiny, které byly později doplněny tlumiči kmitů. Pružina byla v mnoha případech doplněna také šroubem pro seřizování její výšky, což umožňovalo nezávislou regulaci její tuhosti.

V současnosti jsou ve světě v převážné míře vyráběna sedadla s nůžkovým vodicím mechanismem. Mezi nejvýznamnější světové výrobce sedadel řidiče patří zejména firmy Isringhausen, Keiper Recaro a Grammer z Německa, National Seating, Sears Seating, Bostrom Seating a Seats Incorporated z USA a KAB Seating z Anglie.

Např. vibroizolační systém sedadla Grammer Maximo je tvořen hadicovou pružinou ContiTech SZ 53-8, která je umístěna mezi ramenem nůžkového mechanismu (klopný úchyt) a dolní základnou. Pružina je doplněna teleskopickým tlumičem Suspa 131 475.

V [12] byl tento tlumič nahrazen elektronicky řízeným tlumičem RD 1005-1 (výrobce Lord Corporation, USA) s magnetoreologickou kapalinou MRF-132LD.



Obr. 2.1-1: Průběh vývoje odpružených sedadel řidiče podle [12]

Výrobou sedadel s elektronicky řízeným tlumičem (semiaktivní řízení) se v současnosti zabývá také americká firma Sears Seating. Firma nabízí systém odpružení VRS 2000 založený na semiaktivním řízení magnetoreologického tlumiče, jež lze použít v kombinaci se sedacími jednotkami řady 5000 a 8000 [30].

Ve firemní literatuře [31] firmy Sears Seating jsou uváděny i informace o aktivním odpruženém sedadle. Změna okamžité polohy sedací jednotky je zajišťována pomocí hydraulického akčního členu. Tlakový olej je prostřednictvím servoventilu dodáván do akčního členu a nebo je z něj odváděn zpět do zásobníku. Na vstupu může být akumulátor. Řídicí signál je generován na základě průběhu měřeného zrychlení a relativní polohy sedací jednotky a zrychlení základny. Výhodou hydraulického vibroizolačního systému oproti systému pneumatickému je lepší potlačení vibrací v celém rozsahu sledovaných frekvencí. Důvodem je nestlačitelnost média (oleje) a s tím spojená rychlost odezvy systému. Nevýhodou je pak především značná nákladnost takového systému, ale také zvýšené požadavky na těsnost a bezpečnost takového systému. Použití hydraulického vibroizolačního systému je vhodné především u sedadel určených pro stavební, případně pro zemědělské stroje, které již disponují zdrojem tlakového oleje.

V souvislosti s aktivní vibroizolací sedadla bylo již ve světě do současnosti uděleno několik patentů. Mimo výše uvedené semiaktivní systémy [12, 30] byl v USA patentován semiaktivní systém s řízeným magnetoreologickým tlumičem a výškovým přestavením sedací jednotky realizovaným odděleně pomocí pneumatické pružiny [32]. Z aktivních vibroizolačních systémů jmenujme systém patentovaný v roce 2004 v Kanadě [33], jehož základem je elektrický aktuátor generující přídatnou sílu v závislosti na akční veličině regulátoru. Ta je generována na základě signálů měřených senzory (akcelerometry příp. snímači zdvihu) umístěnými na sedadle. K vedení sedací jednotky je použit nůžkový mechanismus. Výškové přestavení sedadla může být rovněž řešeno pomocí zmiňovaného elektrického aktuátoru nebo realizováno odděleně nezávislým přídatným mechanismem.

Variantně může být elektrický aktuátor doplněn o pasivní vibroizolační prvky, které jsou zařazeny paralelně.

2.1.2 Popis experimentálních modelů

Za účelem zlepšení vibroizolačních vlastností systémů odpružení sedadel řidiče byly v rámci výzkumného záměru Fakulty strojní v Hydrodynamické laboratoři zkonstruovány postupně tři modely sedadla řidiče se sníženými pasivními odpory. Na těchto modelech, umístěných na hydraulickém pulsátoru, bylo odzkoušeno několik řídicích algoritmů, jejichž vlastnosti byly současně ověřovány i simulací na matematickém modelu sedadla realizovaném na číslicovém počítači.

a) Model se zjednodušeným paralelogramovým mechanismem

Při konstrukci experimentálního modelu byl za výchozí zvolen mechanismus typu paralelogram. Neuspokojivé výsledky při nasazování aktivního řídicího systému [21] na klasickou konstrukci sedadla řidiče s paralelogramovým mechanismem vedly, převážně z důvodu omezení vlivu pasivních odporů, k sestavení modelu sedadla s kuličkovými ložisky v kloubech mechanismu.

Jak se ale ukázalo, model sedadla se sníženými pasivními odpory nebyl pro aktivní vibroizolaci příliš vhodný. Důvodem byly především stále relativně velké pasivní odpory, ale také výrazný vodorovný pohyb sedáku při řízeném zdvihu pneumatické pružiny a současném buzení poruchami od základny představující podlahu vozidla. Hlavní výhodou tohoto modelu sedadla byla ovšem jeho vlastní frekvence 1,33 Hz, která z hlediska řízení byla vhodně nízká. Takto nízké vlastní frekvence bylo možné dosáhnout použitím vlnovcové pružiny s efektivní plochou 67 cm² pracující v převodu (v poměru ramene síly pružiny a ramene odpružené hmoty) 1 ku 3.

b) Model s přímočarým vedením

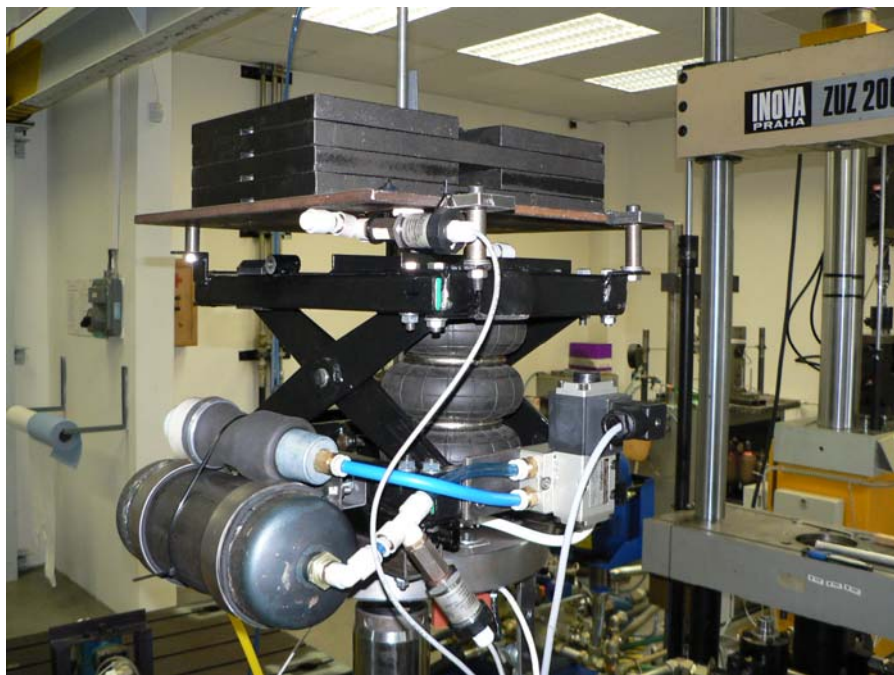
Základem tohoto modelu je vedení realizované pomocí dvou přímočarých ložisek, která umožňují přímočarý pohyb po svislých povrchově kalených tyčích. Vlastní frekvence modelu pružícího podstavce sedadla s přímočarým vedením při použití hadicové pružiny YI – 1S3 011 byla 2,3 Hz. Po provedení základních zkoušek s uvedenou pružinou bylo zjištěno, že vzhledem k výrazně nelineárním geometrickým charakteristikám není možné dosáhnout dostatečné stability řízení při výraznějších změnách přídatné síly, ačkoliv výsledky vibroizolace byly relativně povzbudivé. Do modelu sedadla s přímočarým vedením byla z uvedených důvodů zabudována třívlňová vlnovcová vzduchová pružina Trelleborg 2 3/4" x 3. Efektivní plocha pružiny je dle katalogu 23 cm². Model sedadla s touto vzduchovou pružinou má vlastní frekvenci 3,6 Hz.

c) Model s nůžkovým vodícím mechanismem

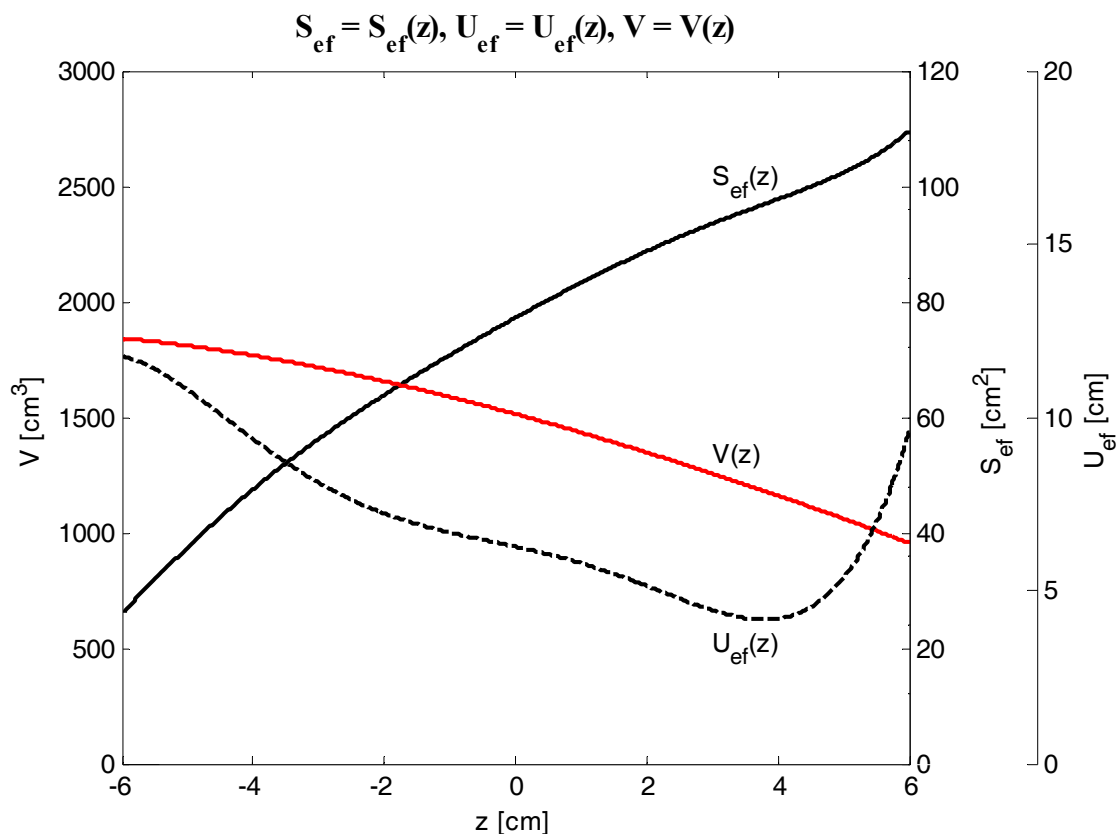
Po dohodě se zástupci firmy C.I.E.B. Kahovec byl zkonstruován nový model pružícího podstavce sedadla řidiče (obr. 3.1-2), který vychází z prototypu sedadla určeného pro vozidlo KAMAZ. Jako vodící mechanismus je v tomto případě použit mechanismus nůžkový.

Akčním členem je zde třívlňová rotačně symetrická vlnovcová pneumatická pružina Rubena PE 130/3. Efektivní plocha pružiny je podle katalogu 77 cm². Experimentálně naměřené geometrické charakteristiky pneumatické pružiny pro přetlak vzduchu uvnitř měchu $p_p = 0,5$ MPa jsou na obr. 3.1-3. Model sedadla s touto pružinou má vlastní

frekvenci 2,35 Hz. U pasivních vibroizolačních systémů sedadel bývá vzduchová pružina zabudována často v převodu. Konstrukce sedadla podle obr. 2.1-2 s pružinou umístěnou přímo (bez převodu) nevyžaduje přídavné zařízení pro nastavení její střední výšky.



Obr. 2.1-2: Model pružícího podstavce sedadla s nůžkovým mechanismem s vlnovcovou pneumatickou pružinou

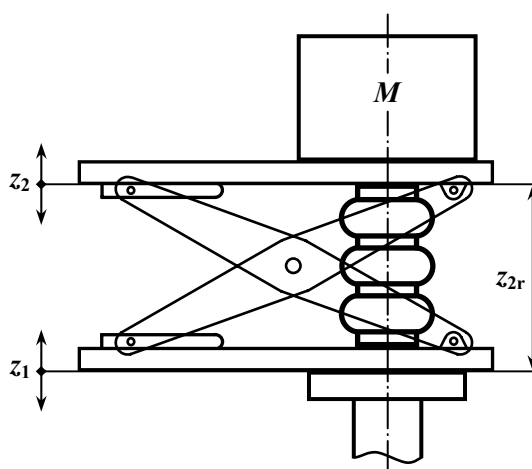


Obr. 2.1-3: Geometrické charakteristiky pružiny Rubena PE 130/3 v závislosti na osové deformaci při přetlaku $p_p = 0,5$ MPa

2.2 Matematický model, linearizace ve stavovém prostoru

Vzhledem k nelinearitám výchozího experimentálního modelu pružícího podstavce sedadla s přímočarým vedením byly vlastnosti jednotlivých algoritmů řízení nejprve ověřovány simulací na matematickém modelu. Ten byl realizován na číslicovém počítači ve vývojovém prostředí MATLAB – Simulink. Při zanedbání hmot a tedy i momentů setrvačnosti ramen nůžkového vodícího mechanismu, je uvedený matematický model, uvažujeme-li odpovídající geometrické charakteristiky pružiny, použitelný i k simulaci vlastností mechanického modelu pružícího podstavce sedadla vycházejícího z prototypu KAMAZ (obr. 2.1-2).

Základní schéma uvažovaného modelu sedadla je uvedeno na obr. 2.2-1. Veličiny z_2 a z_1 jsou okamžité absolutní polohy sedáku a základny sedadla v gravitačním poli; relativní výchylku sedáku vyjádříme $z_{2r} = z_2 - z_1$. Hmotu $M \in \langle 40; 120 \rangle$ kg představuje redukovanou hmotu řidiče a sedáku.



Obr. 2.2-1: Schéma modelu pružícího podstavce sedadla s nůžkovým vodícím mechanismem

Rovnici silové dynamické rovnováhy lze zapsat ve tvaru

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} = \frac{1}{M} \left[(p_2 - p_a) S_{ef} - F_{rd} - k_d \frac{dz_{2r}}{dt} \right] - g, \quad (2.2-1)$$

kde g je gravitační zrychlení, S_{ef} je efektivní plocha pružiny a p_2 je přetlak uvnitř pneumatické pružiny. Efektivní plocha pružiny je nelineární funkcí relativního zdvihu sedadla, $S_{ef} = S_{ef}(z_{2r})$. Tlumičí vlastnosti jsou zohledněny koeficientem viskózního tlumení k_d . F_{rd} je dorazová síla vznikající při dosažení horního, resp. spodního dorazu, v modelu byla použita ve tvaru

$$F_{rd} = k_F \left(\frac{z_{2r}}{z_{2r \max}} \right)^n. \quad (2.2-2)$$

n je liché číslo, $n \gg 0$, v modelu bylo voleno $n = 501$, $z_{2r \max} = z_{2 \max} - z_{1 \min}$. Hmotnostní průtok vzduchu servoventilem Q_m při napouštění pružiny tlakovým vzduchem o tlaku $p_1 = 0,87$ MPa (při řídicím napětí $u_1 \geq 0$) vyjádříme

$$Q_m(t) = u_1(t - \tau_d) k_{v1} \sqrt{p_1 [p_1 - p_2(t)]} \quad (2.2-3)$$

a hmotnostní průtok vzduchu při vypouštění vzduchu z pružiny do atmosféry (při řídicím napětí $u_1 < 0$) vyjádříme

$$Q_m(t) = u_1(t - \tau_d) k_{v2} \sqrt{p_2(t)[p_2(t) - p_a]} . \quad (2.2-4)$$

τ_d je dopravní zpoždění, k_{v1} a k_{v2} jsou průtokové koeficienty, p_2 je absolutní tlak vzduchu v pružině, p_1 je absolutní tlak vzduchu v zásobníku a p_a je atmosférický tlak. Průtokové charakteristiky servoventilu jsou na řídicím počítači linearizovány pomocí kompenzační funkce. Po provedení kompenzace

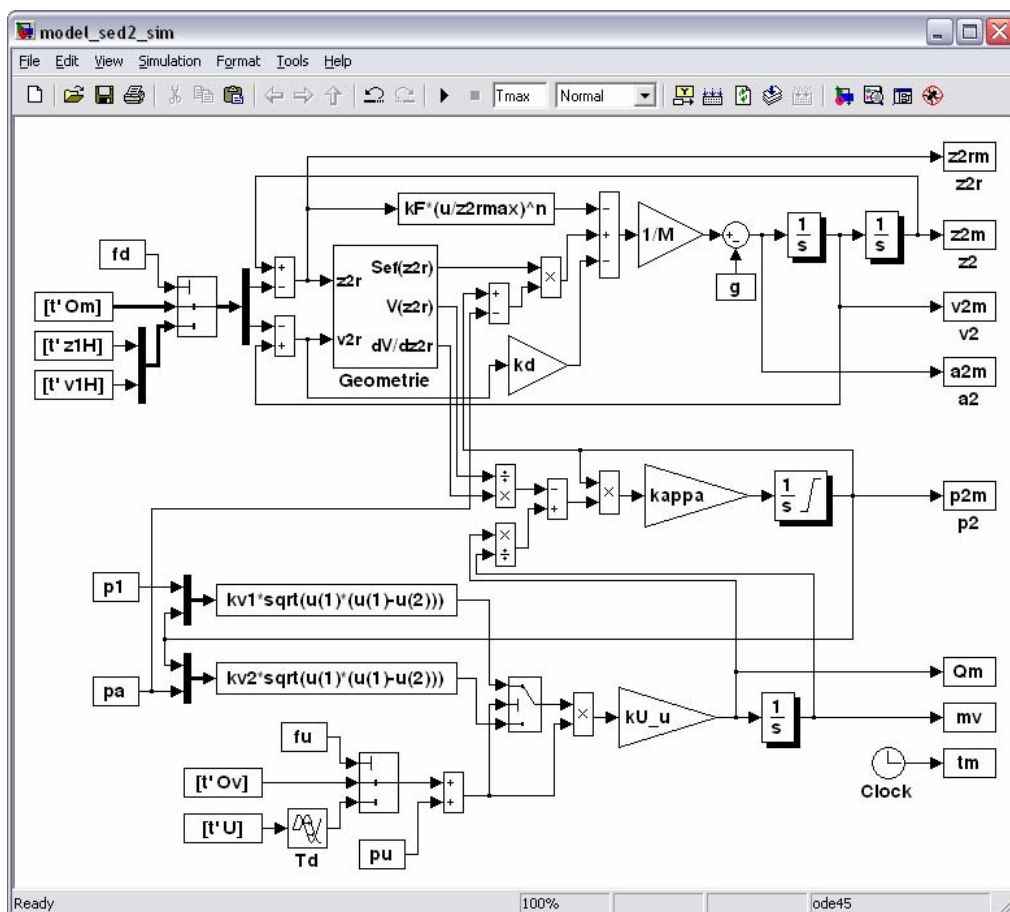
$$Q_m(t) = k_{u1} u_1(t - \tau_d) . \quad (2.2-5)$$

Pro použitý vzduchový ventil s řídicí elektronikou bylo při linearizaci průtokových charakteristik změřeno $k_{u1} = 37 \text{ g/(sV)}$. Množství vzduchu Q_m přitékajícího do pružiny vyjádříme

$$Q_m = \frac{dm_v}{dt} , \quad (2.2-6)$$

kde m_v je hmotnost vzduchu uvnitř pružiny. Pro vývoj tlaku uvnitř pružiny lze odvodit diferenciální rovnici

$$\frac{dp_2}{dt} = p_2 \kappa \left(\frac{Q_m}{m_v} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right) . \quad (2.2-7)$$



Obr. 2.2-2: Programové simulační schéma modelu sedadla řidiče realizované v prostředí MATLAB – Simulink

Do matematického modelu, který je tvořen rovnicemi (2.2-1), (2.2-3) a (2.2-4) resp. (2.2-5), (2.2-6) a (2.2-7), vstupuje porucha dz_1/dt a akční veličina u_1 . Poslední rovnicí matematického modelu je

$$z_1(t) = \int_0^t \frac{dz_1(\tau)}{d\tau} d\tau . \quad (2.2-8)$$

Podle výše uvedených rovnic byl vytvořen model na číslicovém počítači. Model byl realizován ve vývojovém prostředí MATLAB – Simulink (viz obr. 2.2-2).

Řízený systém, který je v obecném případě nelineární a tedy popsán rovnicemi ve tvaru

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}); \quad \mathbf{y} = \mathbf{g}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (2.2-9)$$

lze linearizovat v rovnovážných bodech stavového prostoru. Budeme-li dále uvažovat pouze říditelnou část linearizovaného modelu doplněnou o integrátor, lze stavový model popsat rovnicemi

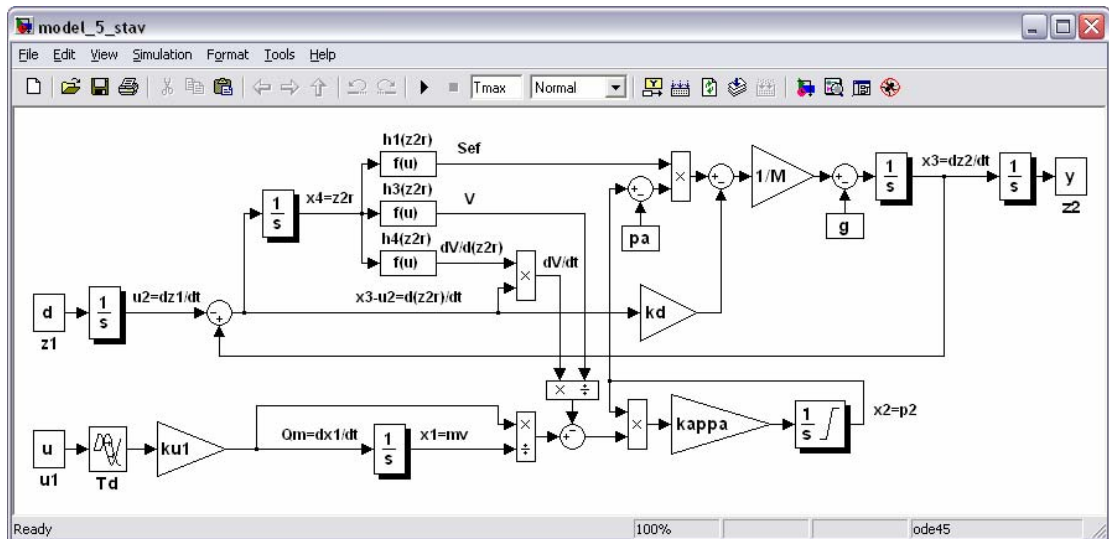
$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_1 \mathbf{x} + \mathbf{B}_1 \mathbf{u}; \quad \mathbf{y} = \mathbf{C}_1 \mathbf{x}, \quad (2.2-10)$$

přičemž matice \mathbf{A}_1 , \mathbf{B}_1 a \mathbf{C}_1 v uvažovaném konkrétním případě jsou

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} 0 & -0,01649 & 0 & 0 \\ 7930 & -2,5 & -77,54 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} 3,07145 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.2-11)$$

Stavové veličiny jsou $x_2 = p_2$, $x_3 = dz_2/dt = v_2$, $x_4 = z_{2r}$ (viz obr. 2.2-3) a x_5 . Veličina x_5 je integrálem x_4 . Pro přehlednost byla zachována indexace veličin; veličina x_1 není říditelná a není tedy při návrhu regulátoru použita.



Obr. 2.2-3: Upravené simulační schéma nelineárního modelu sedadla řidiče s vyznačením stavových veličin

Provedeme-li dále např. v souladu s [34, 35] diskretizaci, zapíšeme diskrétní stavový popis uvažovaného ryze dynamického SISO systému, prozatím bez dopravního zpoždění, ve tvaru

$$\mathbf{x}[(k+1)T] = \mathbf{M} \mathbf{x}(kT) + \mathbf{N} u(kT); \quad \mathbf{y}(kT) = \mathbf{C} \mathbf{x}(kT). \quad (2.2-12)$$

Je-li perioda vzorkování volena $T = 0,01$ s, jsou matice \mathbf{M} a \mathbf{N} diskrétního stavového popisu říditelné části systému (2.2-11) s přidáním integrátorem

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 0,9935 & -0,0001623 & 6,33e-5 & 0 \\ 78,05 & 0,9651 & -0,7632 & 0 \\ 0,3925 & 0,009842 & 0,9962 & 0 \\ 0,001312 & 4,95e-5 & 0,009987 & 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{N} = \begin{bmatrix} 0,02515 \\ 1,206 \\ 0,00403 \\ 1,009e-5 \end{bmatrix} \quad (2.2-13)$$

Měřením na systému bylo zjištěno dopravní zpoždění $\tau_d = 0,0418$ s. Uvedme dále matice \mathbf{M} a \mathbf{N} diskrétního systému s dopravním zpožděním $\tau_{dz} = 0,0018$ s, které je zbytkem po celočíselném dělení dopravního zpoždění τ_d periodou vzorkování $T = 0,01$ s, vypočtené v MATLABu

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 0,9935 & -0,0001623 & 6,33e-5 & 0 & 0,005499 \\ 78,05 & 0,9651 & -0,7632 & 0 & 0,3933 \\ 0,3925 & 0,009842 & 0,9962 & 0 & 0,001805 \\ 0,001312 & 4,95e-5 & 0,009987 & 1 & 5,524e-6 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{N} = \begin{bmatrix} 0,02515 \\ 0,8124 \\ 0,002225 \\ 4,568e-6 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.2-14)$$

Diskutovaný diskretní systém má nulové diskretní dopravní zpoždění. Z porovnání (2.2-13) a (2.2-14) je zřejmé, jak se liší matice \mathbf{M} a \mathbf{N} systému bez dopravního zpoždění a systému s dopravním zpožděním menším než je perioda vzorkování. U systému (2.2-14) přibyla stavová veličina $x_6(k+1) = u(k)$, neboli $x_6(k) = u(k-1)$. Diskretní popis systému s diskretním dopravním zpožděním n_d zapíšeme

$$\mathbf{x}[(k+1)T] = \mathbf{M}\mathbf{x}(kT) + \mathbf{N}u[(k-n_d)T]; \quad y(kT) = \mathbf{C}\mathbf{x}(kT). \quad (2.2-15)$$

Diskretní popis systému s dopravním zpožděním $\tau_d = 0,0418$ s je tvořen maticemi (2.2-14) a jeho diskretní dopravní zpoždění je $n_d = 4$.

Zavedením diskretního dopravního zpoždění n_d do matic diskretního systému, získáme popis ve tvaru (2.2-12). Matice stavového popisu systému \mathbf{M}_R , \mathbf{N}_R a \mathbf{C}_R pro diskutovaný případ jsou

$$\mathbf{M}_R = \begin{bmatrix} 0,9935 & -0,0001623 & 6,33e-5 & 0 & 0,005499 & 0,02515 & 0 & 0 & 0 \\ 78,05 & 0,9651 & -0,7632 & 0 & 0,3933 & 0,8124 & 0 & 0 & 0 \\ 0,3925 & 0,009842 & 0,9962 & 0 & 0,001805 & 0,002225 & 0 & 0 & 0 \\ 0,001312 & 4,95e-5 & 0,009987 & 1 & 5,524e-6 & 4,568e-6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{N}_R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2.2-16)$$

$$\mathbf{C}_R = [\quad 0 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

Uvedený diskretní popis byl použit při návrhu regulátoru, jehož popis je uveden v odstavci 2.3.2. Pro systém s dopravním zpožděním lze s využitím známých přístupů, tj. minimalizací zvoleného kvadratického kritéria, nebo technikou určování pólů uzavřeného regulačního obvodu, navrhnout diskretní regulátor.

2.3 Řídicí systém aktivního sedadla

Vývoj algoritmů řízení byl zahájen na laboratorním modelu sedadla se zjednodušeným paralelogramovým mechanismem. Jak se ale ukázalo, tento mechanismus se sníženými pasivními odpory není pro aktivní vibroizolaci příliš vhodný. Důvodem jsou především stále relativně velké pasivní odpory a také výrazný vodorovný pohyb sedáku. Z těchto důvodů byl zkonstruován nový model s přímočarým vedením. Na tomto modelu byly prakticky ověřeny níže diskutované algoritmy řízení, které byly později použity také při řízení prototypu sedadla s nůžkovým vodicím mechanismem (fotografie na obr. 2.1-2).

Princip činnosti aktivního vibroizolačního systému sedadla řidiče vychází ze známých požadavků na pasivní vibroizolační systém představující kinematicky buzenou soustavu s jedním stupněm volnosti [36]. Základní požadavky na jeho funkci jsou:

- *v oblasti rezonance* (vlastní frekvence f_0 vyráběných sedadel leží s ohledem na typ a nastavení vibroizolačních prvků přibližně mezi 1,2 až 5 Hz) musí být relativní tlumení velké, aby přenos byl nízký;
- *v nadrezonanční oblasti* (pro frekvence $f > 2f_0$) musí relativní tlumení být naopak co nejmenší, aby byl přenos minimální.

Tyto požadavky není ale možné splnit současně. U sedadel s pasivními vibroizolačními systémy je z tohoto důvodu volba nastavení tuhosti pružiny a tlumení kompromisem.

Myšlenka aktivního pérování sedadla vychází z předpokladu, že při nízkých budících frekvencích, přibližně do 4 Hz, je přívod resp. odvod tlakového vzduchu z pružiny řízen tak, aby byl přenos výchylek do cca 1 Hz roven přibližně jedné a při vyšších frekvencích stále klesal *bez použití pasivního tlumiče*. Při budících frekvencích nad 4 Hz by mělo být řízení co nejméně v činnosti a přenos by se tedy měl blížit teoretickému optimu neřízeného systému a nebo být díky řízení mírně lepší.

2.3.1 Řízení experimentálních modelů sedadla

Pro řízení tohoto modelu byl v první verzi použit již složitější lineární regulátor s více měřenými veličinami a s nelineární charakteristikou na akční veličině, čímž byla provedena kompenzace nelineárních průtokových charakteristik vzduchového ventilu. Do regulátoru jsou zavedeny veličiny z_{2r} , p_2 a a_2 měřené na regulované soustavě a veličiny a_1 , v_1 a z_1 odvozené od vstupní poruchy. Na sedadle jsou přímo měřeny: zrychlení sedáku a_2 a spodní základny a_1 , relativní výchylka z_{2r} a přetlak uvnitř pružiny p_2 . Veličiny v_1 a z_1 jsou vypočítávány ze zrychlení a_1 . Při výpočtu rychlosti v_1 je měřené zrychlení a_1 nejprve filtrováno hornofrekvenční propustí a potom časově integrováno. Výchylka z_1 je vypočítávána z v_1 stejným způsobem jako v_1 z a_1 .

Součástí řídicího systému je i estimátor relativního pohybu. V diskutovaném regulátoru je použita estimovaná relativní rychlost v_{2rE} a estimované relativní zrychlení a_{2rE} sedáku. Součástí regulátoru je nelineární funkce, která byla navržena na základě numerické optimalizace s využitím dynamického programování (diskrétní verze Bellmanova principu optima), jež upravuje poměry při napouštění a vypouštění pneumatické pružiny. Regulační zákon lze zapsat

$$u(t) = -k_1 \int_0^t [z_{2r}(\tau) - z_{2rW}] d\tau - k_2 p_2(t) - k_3 a_2(t) - k_4 v_1(t) - k_5 z_1(t) - k_6 a_{2rE}(t) - k_7 v_{2rE}(t) \quad (2.3-1)$$

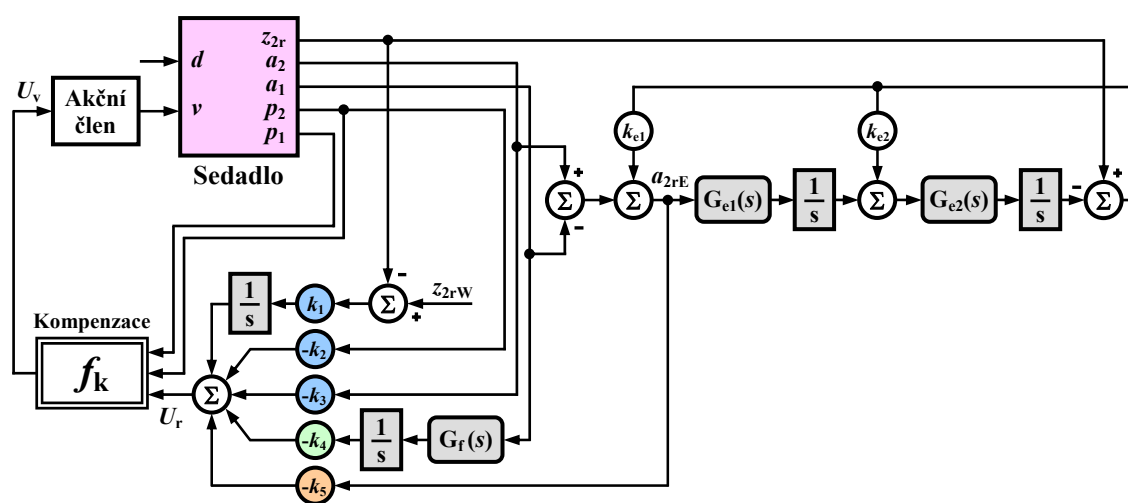
Akční veličina regulátoru je v souladu s výše uvedeným nelineární funkcí

$$u_r = f_n(u). \quad (2.3-2)$$

Je-li dále $U_r = u_r + U_0$, kde u_r je akční veličina nelineárního regulátoru a $U_0 = 2,912$ V je napětí, při němž je zajištěn nulový průtok vzduchu regulačním ventilem, bude ovládací napětí ventilu po kompenzaci nelinearity dáno

$$U_v = f_k(U_r, p_2, p_1). \quad (2.3-3)$$

Navržený řídicí systém byl dále optimalizován, zejména s ohledem na dosažení dobrých vlastností izolovaného sedadla řidiče v oblasti vyšších frekvencí. Modifikované algoritmy řízení byly následně použity při řízení prototypu sedadla s nůžkovým vodicím mechanismem. Základní schéma struktury regulátoru je na obr. 2.3-1.



Obr. 2.3-1: Základní schéma struktury řízení

V regulátoru (obr. 2.3-1) je prováděn vážený součet veličin v_1 , a_2 , p_2 , a_{2rE} a časového integrálu rozdílu ($z_{2r} - z_{2rW}$), z_{2rW} je požadovaná vzdálenost sedáku od základny v klidu. Veličiny a_2 , p_2 a z_{2r} se měří přímo na modelu sedadla. Rychlost základny sedadla v_1 je vypočítávána z měřené veličiny a_1 , která je nejprve filtrována hornofrekvenční propustí s přenosem $G_f(s)$ a potom časově integrována. Veličina a_{2rE} je vypočítávána estimátorem relativního pohybu sedadla. Ve struktuře estimátoru nejsou použity přímo integrátory, ale hornofrekvenční filtry s přenosy $G_{e1}(s)$ a $G_{e2}(s)$ s následnou časovou integrací. Regulační zákon zapíšeme

$$u(t) = -k_1 \int_0^t [z_{2r}(\tau) - z_{2rW}] d\tau - k_2 p_2(t) - k_3 a_2(t) - k_4 v_1(t) - k_5 a_{2rE}(t). \quad (2.3-4)$$

Jelikož $U_r = u + U_0$, je výsledné ovládací napětí ventilu

$$U_v = f_k(U_r, p_2, p_1). \quad (2.3-5)$$

Vlastní řídicí systém sedadla byl realizován na průmyslovém počítači PXI 8176 s operačním systémem reálného času (výrobce National Instruments USA, frekvence procesoru 1,2 GHz) a rychlými analogovými vstupně výstupními kartami. Tento počítač je přímo určen pro rychlé řízení v reálném čase (se vzorkovacími frekvencemi v řádu až desítek kHz, v závislosti na složitosti regulačního algoritmu), zároveň však je možné jej programovat z nadřazeného počítače typu PC pomocí systému LabVIEW – tedy relativně jednoduše a rychle.

LabVIEW (Laboratory Virtual Instruments Workbench) je grafické vývojové prostředí s bohatými možnostmi pro vytváření aplikací zaměřených do oblasti měření ve všech

fázích tohoto procesu, tj. sběru, analýzy a prezentace naměřených dat. Podporuje všechny standardní způsoby sběru dat do počítače (přes různá rozhraní, např. RS-232, RS-485 nebo GPIB, ze zásuvných karet a také ze systémů na bázi PXI). Výsledný produkt tohoto vývojového prostředí – virtuální přístroj (VI) – reprezentuje skutečný měřicí přístroj či řídicí systém. Vytváření VI probíhá ve dvou oknech, v okně čelního panelu (zde jsou rozmístěny jednotlivé ovládací a vizualizační prvky a v okně blokového diagramu, ve kterém je realizován vlastní algoritmus a také obsluha jednotlivých událostí. Algoritmus řízení je realizován pomocí speciálních bloků nadstavbového prostředí Real-Time modulu.

Ve spolupráci s Ing. Buchtou byl později výše popisovaný řídicí systém přenesen z průmyslového počítače na signálový procesor DSP, který je vhodný k aplikaci na sériově vyráběné sedadlo. Výsledná řídicí jednotka [37] bude po dokončení vývoje zcela autonomním systémem. Její hlavní částí je signálový procesor firmy Texas Instruments TSM320F2808, který je prozatím osazen na desce vývojového kitu eZdsp™ F2808. Řídicí algoritmus je realizován programem [38], který je napsán v jazyce C. Původní algoritmus bylo třeba dále modifikovat a také optimalizovat jeho parametry tak, aby jeho realizace byla efektivní, dostatečně rychlá a s vyhovující přesností elementárních operací.

2.3.2 Řízení simulačního modelu diskretním LQ regulátorem

Při návrhu regulátoru uvažujeme diskretní podobu linearizovaného modelu sedadla ve tvaru (2.2-12) s maticemi (2.2-15). Úloha kvadraticky optimálního řízení řeší problém optimálního přechodu z daného stavu stavového prostoru \mathbf{x}_0 do počátku. Kritérium optimality by mělo být voleno tak, aby co nejlépe reprezentovalo požadované vlastnosti regulátoru a zároveň aby bylo možno garantovat stabilitu a robustnost navrhovaného regulátoru. V teorii řízení je obvykle používáno formálně upravené kvadratické kritérium ve tvaru

$$J = \sum_{j=1}^{N-1} (\mathbf{x}_j^T \mathbf{Q} \mathbf{x}_j + \mathbf{u}_j^T \mathbf{R} \mathbf{u}_j) + \mathbf{x}_N^T \mathbf{P}_N \mathbf{x}_N, \quad (2.3-6)$$

kde \mathbf{Q} je symetrická pozitivně semidefinitní matice a \mathbf{R} je symetrická pozitivně definitní matice. Pro lineární časově invariantní diskretní systém s počátečním stavem $\mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0$ má optimální řízení minimalizující kritérium (2.3-6) tvar stavové zpětné vazby

$$\mathbf{u}_j = -\mathbf{K}_j \mathbf{x}_j, \quad (2.3-7)$$

kde optimální zesílení

$$\mathbf{K}_j = (\mathbf{R} + \mathbf{N}_R^T \mathbf{P}_{j+1} \mathbf{N}_R)^{-1} \mathbf{N}_R^T \mathbf{P}_{j+1} \mathbf{M}_R \quad (2.3-8)$$

určíme na základě matice \mathbf{P}_j , kterou získáme řešením Riccatiho rovnice

$$\mathbf{P}_j = \mathbf{Q} + \mathbf{M}_R^T \mathbf{P}_{j+1} \mathbf{M}_R - \mathbf{M}_R^T \mathbf{P}_{j+1} \mathbf{N}_R (\mathbf{R} + \mathbf{N}_R^T \mathbf{P}_{j+1} \mathbf{N}_R)^{-1} \mathbf{N}_R^T \mathbf{P}_j \mathbf{M}_R \quad (2.3-9)$$

s možnou koncovou volbou

$$\mathbf{P}_N = \mathbf{Q}.$$

Pro rostoucí $N-j$ se řešení Riccatiho rovnice blíží ustálené hodnotě \mathbf{P} , které odpovídá též ustálená hodnota zesílení

$$\mathbf{K} = (\mathbf{R} + \mathbf{N}_R^T \mathbf{P} \mathbf{N}_R)^{-1} \mathbf{N}_R^T \mathbf{P} \mathbf{M}_R \quad (2.3-10)$$

Jelikož uvažujeme řízení v nekonečném časovém horizontu, nahradíme časově proměnný kvadraticky optimální regulátor (2.3-8) regulátorem podle vztahu (2.3-10). Pro uvažovaný systém bude mít matice \mathbf{Q} , kterou vážíme odchylky stavu od nulové hodnoty, rozměr 9×9 . Matice \mathbf{R} , kterou vážíme akční veličinu u , bude pouze skalárem. Vektor zesílení \mathbf{K} stavového regulátoru lze pro zvolené \mathbf{Q} a \mathbf{R} vypočítat v MATLABu pomocí funkce *dlqr*.

Způsob řešení a dosažené výsledky

Do stavového regulátoru vstupují stavové veličiny $x_2 = p_2$, $x_3 = v_2 = dz_2/dt$, $x_4 = z_{2r}$ a x_5 a dále veličiny x_6 až x_{10} , které vznikly zavedením dopravního zpoždění do matic diskrétního popisu systému.

Součástí návrhu je i spojitý estimátor stavu obvyklé struktury. Jestliže je výstupní signál $y(t)$ zatížen šumovým parazitním signálem $v(t)$, který je měřitelný, tedy

$$y_v(t) = y(t) + v(t), \quad (2.3-11)$$

je třeba ve stavovém modelu uvažovat působení šumového signálu nejen na výstupní veličinu $y(t)$, ale i na jednotlivé složky stavového vektoru $x(t)$. Stavový popis vyjádříme podle [39, 40] ve tvaru

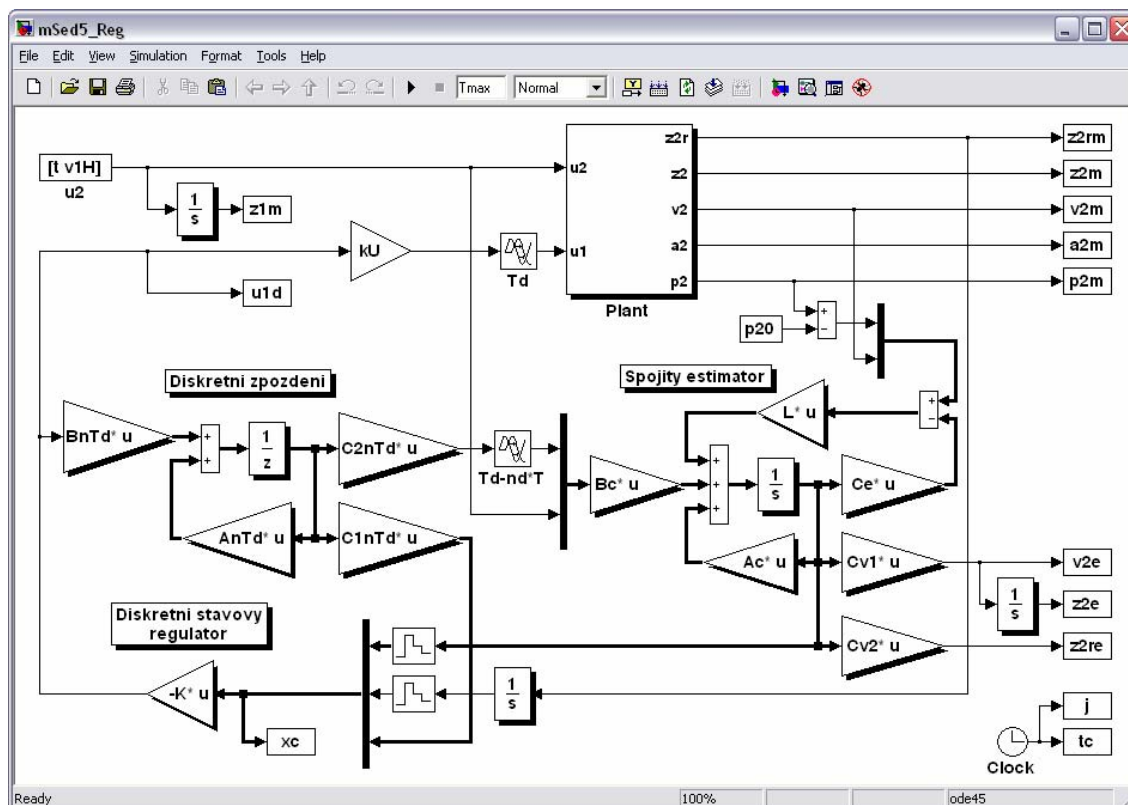
$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + G\omega(t) \\ y_v(t) &= Cx(t) + v(t) \end{aligned} \quad (2.3-12)$$

kde $v(t)$ a $\omega(t)$ jsou v obecném případě vzájemně korelované šumové signály s kovariační maticí

$$E \left\{ \begin{bmatrix} \omega(t) \\ v(t) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega(t) \\ v(t) \end{bmatrix}^T \right\} = \begin{bmatrix} Q_N & N_N \\ N_N^T & R_N \end{bmatrix}; \quad (2.3-13)$$

přičemž E je operátor střední hodnoty a platí, že

$$E\{\omega\omega^T\} = Q_N; \quad E\{vv^T\} = R_N; \quad E\{\omega v^T\} = N_N.$$



Obr. 2.3-2: Simulační schéma modelu sedadla s estimátorem a diskretním stavovým regulátorem

V uvedeném případě je podle [39] optimální Kalmanovo zesílení

$$L = (PC^T + GN_N)R_N^{-1}; \quad (2.3-14)$$

ustálenou hodnotu kovariační matice \mathbf{P} chyby odhadu získáme řešením Riccatiho rovnice

$$\mathbf{A}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}^T + \mathbf{G}\mathbf{Q}_N\mathbf{G}^T - (\mathbf{P}\mathbf{C}^T + \mathbf{G}\mathbf{N}_N)\mathbf{R}_N^{-1}(\mathbf{C}\mathbf{P} + \mathbf{N}_N^T\mathbf{G}^T) = 0. \quad (2.3-15)$$

Poznamenejme, že při $\mathbf{N}_N = \mathbf{0}$ přechází rovnice (2.3-15) na rovnici

$$\mathbf{A}\mathbf{P} + \mathbf{P}\mathbf{A}^T + \mathbf{G}\mathbf{Q}_N\mathbf{G}^T - \mathbf{P}\mathbf{C}^T\mathbf{R}_N^{-1}\mathbf{C}\mathbf{P} = 0 \quad (2.3-16)$$

odvozenou pro případ, kdy šumové signály $\mathbf{v}(t)$ a $\boldsymbol{\omega}(t)$ nejsou vzájemně korelovány. Estimátor navrhujeme v MATLABu pomocí funkce *kalman*.

Na obr. 2.3-2 je simulační schéma modelu sedadla řidiče s výše popsaným diskretním stavovým regulátorem a spojitým estimátorem. Řízený model sedadla odpovídá modelu uvedenému na obr. 2.2-2.

2.4 Hodnocení vibrací působících na lidský organismus

Hygienické požadavky z hlediska vlivu vibrací a způsoby jejich měření a hodnocení upravuje norma ČSN ISO 2631. Metodika hodnocení vlivu vibrací přenášených na sedící osobu z vibrujícího sedadla je uvedena např. v [42]. Člověk vnímá mechanické vibrace pomocí soustavy, která zajišťuje celkovou psychosomatickou citlivost. Ta je ovlivněna celou řadou faktorů. Účinky vibrací a rázů na člověka se sledují s ohledem na zajištění komfortu, pracovní výkonnosti nebo zdraví exponovaných osob. Z této skutečnosti vychází příslušné limity přípustných vibrací.

Pro posouzení směrových účinků vibrací byly stanoveny soustavy souřadnic lidského těla [42, 43], v nichž se vibrace měří. Podle směru se celkové vibrace dělí na horizontální a vertikální a v těchto směrech se hodnotí odlišně. Frekvence vibrací se sleduje zejména proto, aby se omezilo nepříznivé působení vibrací na člověka v oblastech, kde člověk tyto vibrace nejvíce vnímá a kde lze pozorovat rezonance částí lidského těla. Oblast nejvyšší citlivosti na celkové vertikální vibrace, jejichž přenos je nutno u sedadla řidiče sledovat, se nachází v pásmu mezi 4 až 8 Hz. Nicméně, z hlediska dobré ovladatelnosti vozidla a pohodlí řidiče je velmi důležitá i frekvenční oblast do 4 Hz.

Frekvenční rozsah pro měření vibrací uváděný v normě ISO 2631 je

- 0,5 až 80 Hz pro zdraví, pohodlí a vnímání;
- 0,1 až 0,5 Hz pro nemoc z pohybu (tzv. kinetózu).

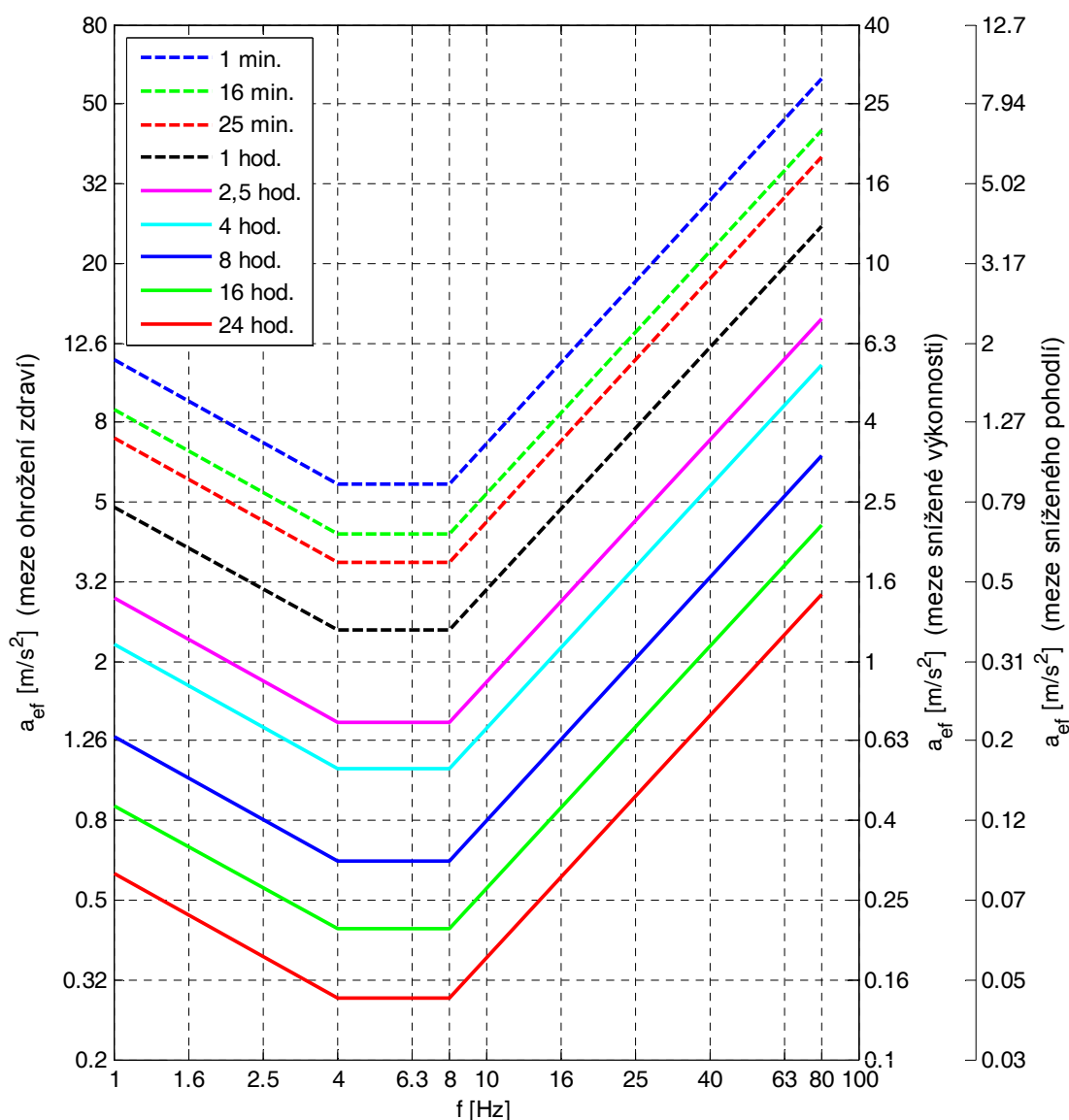
Určující veličinou pro vyjádření velikosti vibrací je dle této normy zrychlení. Vibrace se měří podle soustavy souřadnic s počátkem v bodě, kterým vibrace vstupují do lidského těla. Snímač musí být umístěn tak, aby indikoval vibrace na rozhraní mezi lidským tělem a zdrojem vibrací. Pro snímání vibrací je vhodné podle [44] použít polopružný disk o průměru 200 mm s pevným jádrem o průměru 75 mm a tloušťkou od 3 do 12 mm, případně shodný disk o shodném vnějším průměru a tloušťkou do 6 mm. Ve středu tohoto disku je připevněn tříosý snímač efektivní hodnoty (RMS) zrychlení (akcelerometr) s rozsahem 0,1 až 10 m/s², přičemž přípustná maximální hodnota zrychlení je až 100 m/s². Na mezinárodní standard ISO 2631 v ČR navazuje hygienický předpis č. 53, svazek 46/1980 „Směrnice, jimiž se stanoví způsob měření a hodnocení vibrací“. Oborová norma ONA 30 0735 [45] stanovuje postup měření přenosové amplitudové funkce sedadla na zkušebním stavu. Přenosová funkce je stanovena jako poměr amplitudy kmitů povrchu sedadla k amplitudě kmitů místa uchycení sedadla k podlaze kabiny.

Základní metodou hodnocení vibrací je dle ISO 2631 metoda vážené efektivní hodnoty (RMS) zrychlení, která se vypočte podle následujícího vztahu

$$a_{\text{ef}} = \left[\frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} [a_w(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2.4-1)$$

kde $a_w(t)$ je vážené zrychlení a T_m je doba trvání měření. Před integrováním časového průběhu frekvenčně váženého zrychlení se musí určit odpovídající frekvenční vážení. Pro různé směry působení vibrací, tj. pro svislý směr Z a horizontální směry (podélný X a příčný Y), se uvažují rozdílná frekvenční vážení. Pro hodnocení nízkofrekvenčních vibrací, které vyvolávají nemoc z pohybu, je v normě uvažováno speciální frekvenční vážení.

Pro určení lidské reakce na mechanické kmitání je rozhodující jeho intenzita, která se vyjadřuje, jak již bylo výše řečeno, efektivní hodnotou zrychlení, frekvence, směr a doba působení. Norma ISO 2631 stanovuje meze efektivních hodnot zrychlení v závislosti na době účinku a frekvenci pro svislý a vodorovný směr. V normě jsou definovány tzv. *meze snížené výkonnosti*, *meze sníženého pohodlí* a dále *meze ohrožení zdraví*. Meze sníženého pohodlí jsou 3,15 krát menší než meze snížené výkonnosti, meze ohrožení zdraví jsou 2 krát větší.



Obr. 2.4-1: Meze stejné doby účinku efektivních hodnot svislého zrychlení pro sedícího člověka v závislosti na frekvenci

V České republice jsou nejvyšší přípustné hodnoty vibrací stanoveny hygienickým předpisem č. 41, svazek 37/1977 „Nejvyšší přípustné hodnoty hluku a vibrací“ (příloha k vyhlášce Ministerstva zdravotnictví č. 13/1977 Sb. „O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací“). Tento předpis stanovuje pro hodnocení vibrací na sedadlech řidičů motorových vozidel meze, které odpovídají mezím snížené výkonnosti v normě ČSN ISO 2631. Místo efektivních hodnot zrychlení je v uvedeném předpise používána hladina zrychlení vibrací, která je definována vztahem

$$L(a) = 20 \log \frac{a_{ef}}{a_0}, \quad (2.4-2)$$

kde a_{ef} je efektivní hodnota zrychlení v m/s^2 a $a_0 = 10^{-6} m/s^2$ je referenční zrychlení dle ISO 1683. Meze působení svislých vibrací jsou na obr. 2.4-1. Efektivní hodnota zrychlení je vynesena v závislosti na střední frekvenci třetinooktávového pásma.

Experimentálně naměřená data se zpracovávají pomocí metod frekvenční analýzy. Obvykle obdržené výsledky vibroizolace hodnotíme a porovnáváme s jinými systémy na základě jejich přenosových vlastností či RMS hodnot zrychlení ve formě frekvenčních spekter. Přímé metody vyhodnocení spektra vychází z periodogramu, který se vypočte z naměřené časové řady její Fourierovou transformací. Periodogram lze počítat z jednoho souvislého záznamu dat a nebo je možné záznam rozdělit na několik úseků, přičemž výsledné frekvenční spektrum se získá průměrováním dílčích výsledků výpočtu. Přímý výpočet spektra s dělením na úseky je nazýván Welchovou metodou. V práci je použita její implementace v prostředí MATLAB.

2.5 Přenosové charakteristiky modelu a funkčního vzoru sedadla s aktivní vibroizolací

Pro zjištění přenosových vlastností je výhodné systém budit frekvenčně rozmítaným harmonickým signálem. V práci byl použit sinový budicí signál s lineárně se měnící frekvencí v intervalu $f \in \langle 0, f_{max} \rangle$ v čase $t \in \langle 0, t_{max} \rangle$ – tzv. CHIRP signál.

Vlastnosti experimentálního modelu a funkčního vzoru byly současně ověřovány také při působení pseudonáhodných poruch, odpovídajících průběhům výchylek kabiny reálných vozidel. Laboratorní testy byly prováděny při buzení sedadla signály, jež byly získány na základě měření zrychlení na podlaze kabiny nákladních automobilů TATRA T815, při jízdě rychlostí 25 km/h po zkušební dráze (vozovce PAVÉ) v závodě výrobce, a LIAZ 400, při jízdě rychlostí 60 km/h po běžné vozovce.

Ve spolupráci s firmou C.I.E.B. Kahovec byl řídicí systém realizovaný na signálovém procesoru DSP testován v závodě Tatra a. s. Kopřivnice. Úvodní série testů prováděných při jednom zvoleném nastavení parametrů řídicího systému byla prováděna s posledním funkčním modelem aktivního sedadla s typovým označením 413 00. Sedadlo bylo osazeno v nákladním automobilu TATRA T815 – 230 S25 6x6. Testy byly prováděny při jízdě po speciálních vozovkách v areálu společnosti Tatra a při jízdě po běžných vozovkách. Jejich stručná charakteristika je:

- speciální vozovka PAVÉ, rychlost 25 km/h, délka 400 m;
- speciální vozovka BELGICKÁ, rychlost 15 km/h, délka 400 m;
- speciální vozovka BULIŽNÍK, rychlost 45 km/h, délka 400 m;
- speciální vozovka PANELY, rychlost 35 km/h, délka 450 m;
- speciální vozovka SINUS, rychlost 20 km/h, délka 400 m;

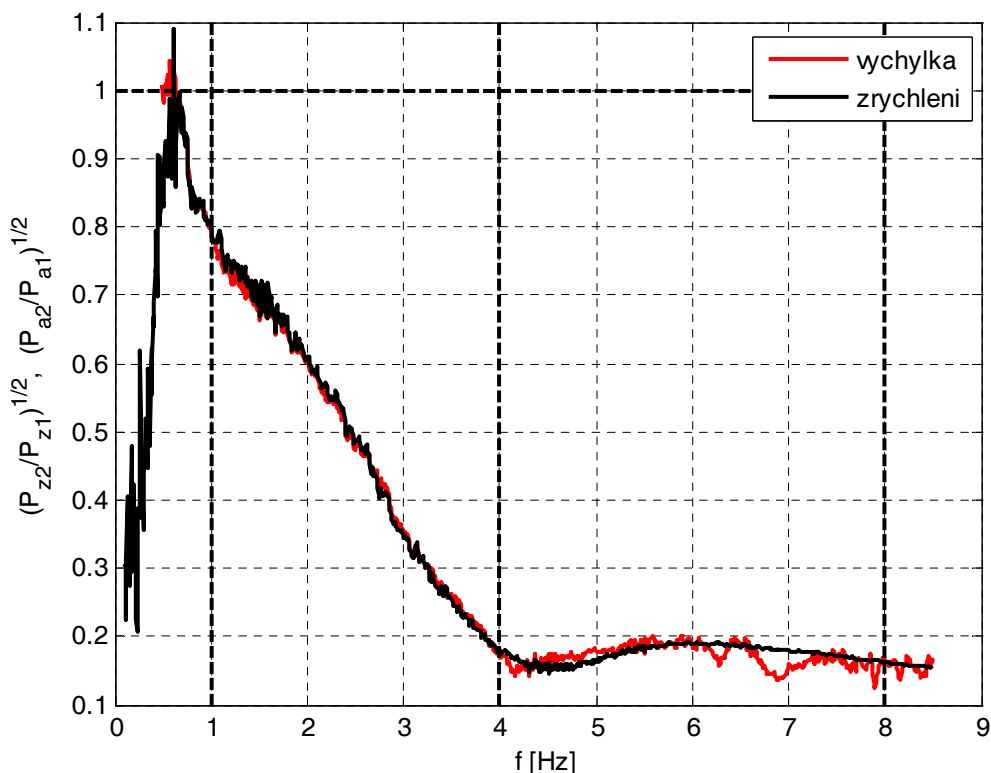
- reálná (dobrá) vozovka (poblíž vesnice Skotnice), rychlost 60 km/h, délka 1000 m;
- reálná (dobrá) vozovka (poblíž vesnice Skotnice), rychlost 70 km/h, délka 1000 m;
- reálná (dobrá) vozovka (poblíž vesnice Skotnice), rychlost 80 km/h, délka 1000 m;
- reálná (rozbitá) vozovka (areál Tatra Kopřivnice).

Přenosové charakteristiky lze z PSD vypočítat podle jednoduchých vztahů

$$H_z(f) = \sqrt{\frac{P_{z2}(f)}{P_{z1}(f)}}; \quad H_a(f) = \sqrt{\frac{P_{a2}(f)}{P_{a1}(f)}}, \quad (2.5-1)$$

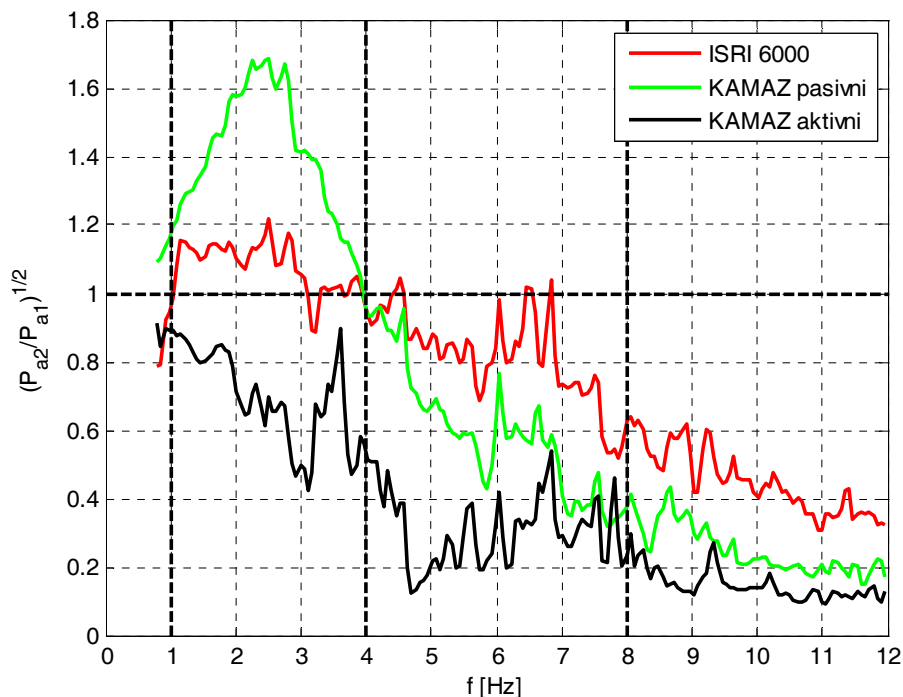
kde P_{z1} je PSD signálu z_1 , P_{z2} signálu z_2 , P_{a1} signálu a_1 a P_{a2} signálu a_2 . Uvedené přenosy amplitudy (amplitudové frekvenční charakteristiky) jsou obvykle uváděny v lineárních souřadnicích, narozdíl od zvyklosti jejich zobrazování v souřadnicích logaritmických, běžně užívané v teorii regulace.

Při laboratorních testech prováděných v Hydrodynamické laboratoři bylo dosaženo velice dobrých výsledků vibroizolace. Na obr. 2.5-1 jsou uvedeny přenosy výchylky a zrychlení při buzení modelu sedadla CHIRP signálem s amplitudou zdvihu 5 mm a frekvenčním rozsahem od 0 do 9 Hz. Model byl zatěžován závažím o hmotnosti 85 kg. Na obr. 2.5-2 jsou pak přenosy zrychlení modelu sedadla a dvou typů komerčně vyráběných sedadel.



Obr. 2.5-1: Vypočtené přenosy výchylky a zrychlení modelu sedadla s aktivním řízením při buzení CHIRP signálem

Frekvenční charakteristiky vypočtené z PSD sedáku a základny při budícím signálu CHIRP jsou při zvyšující se frekvenci prakticky monotónně klesající – obr. 2.5-1. Jinými slovy, frekvenční charakteristika modelu sedadla s aktivním řízením nemá rezonanční převýšení. Dokonce ani vypočtená frekvenční charakteristika při budícím signálu TATRA s polovičním zdvihem nepřesahuje hodnotu 1, viz obr. 2.5-2.



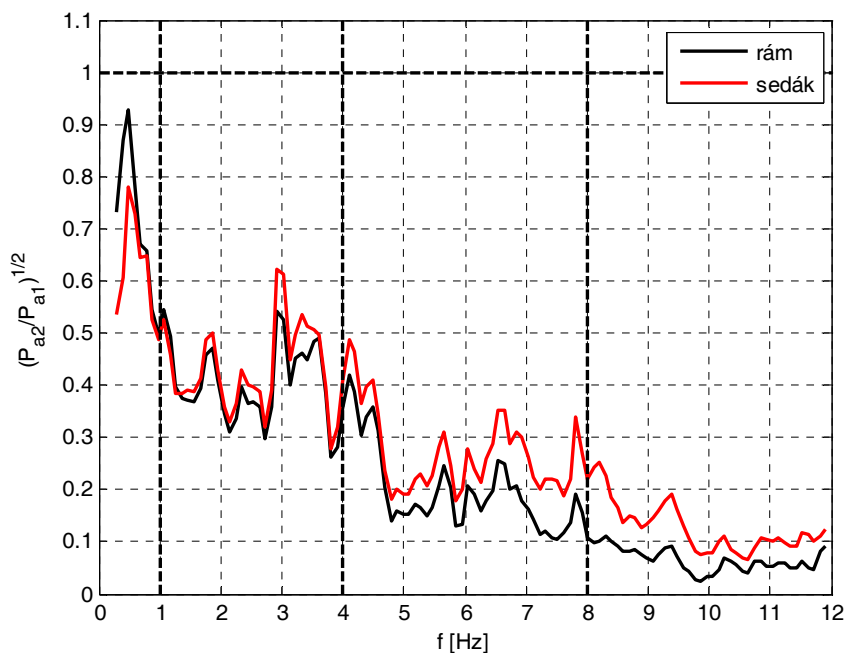
Obr. 2.5-2: Vypočtené přenosy zrychlení modelu sedadla s aktivním řízením a sedadel s pasivními systémy ISRI 6000 a KAMAZ se středním nastavením tlumičů při buzení signálem TATRA ½

Oproti experimentálnímu modelu sedadla s nůžkovým mechanismem, byl funkční vzor sedadla s aktivní vibroizolací v laboratorních podmínkách zatěžován mechanickým modelem části lidského těla (obr. 2.5-3).



Obr. 2.5-3: Funkční vzor sedadla KAMAZ s aktivní vibroizolací zatěžovaný mechanickým modelem části lidského těla

Při testech bylo použito kompletní sedadlo typu KAMAZ, včetně polstrovaného sedáku a opěráku, viz obr. 2.5-3. I v tomto případě lze konstatovat, že při buzení funkčního vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením testovacími signály CHIRP a TATRA ½ je účinnost vibroizolace velmi dobrá (viz např. obr. 2.5-4).



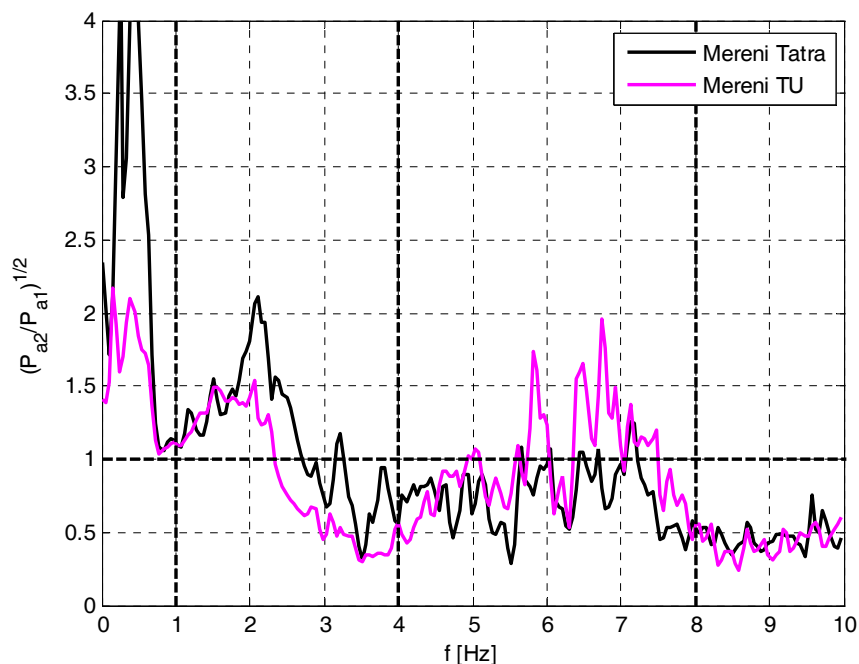
Obr. 2.5-4: Vypočtené přenosy zrychlení funkčního vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením při buzení signálem TATRA ½

Při testech prováděných na zkušebním polygonu v závodě Tatra a. s. Kopřivnice na nejnáročnějších zkušebních vozovkách PAVÉ a BELGICKÁ neodpovídají přenosové vlastnosti aktivního sedadla předpokladům a jsou v kontrastu s výsledky dosaženými v laboratorních podmínkách zhoršené v celém uvažovaném frekvenčním rozsahu.

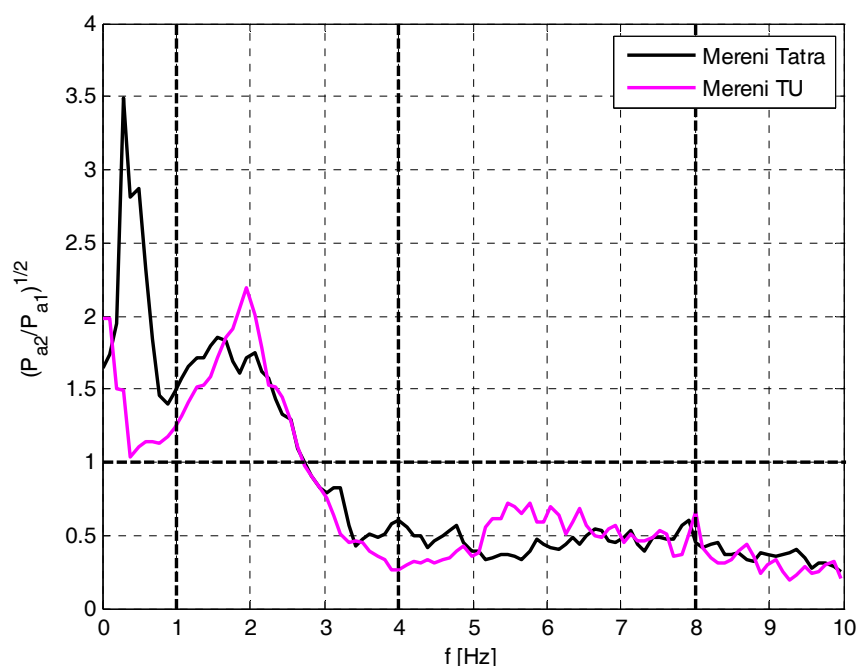


Obr. 2.5-5: Nákladní automobil TATRA T815 – 230 S25 6×6 na zkušebním polygonu firmy TATRA (jízda po BELGICKÉ, vpravo zkušební vozovka BULIŽNÍK)

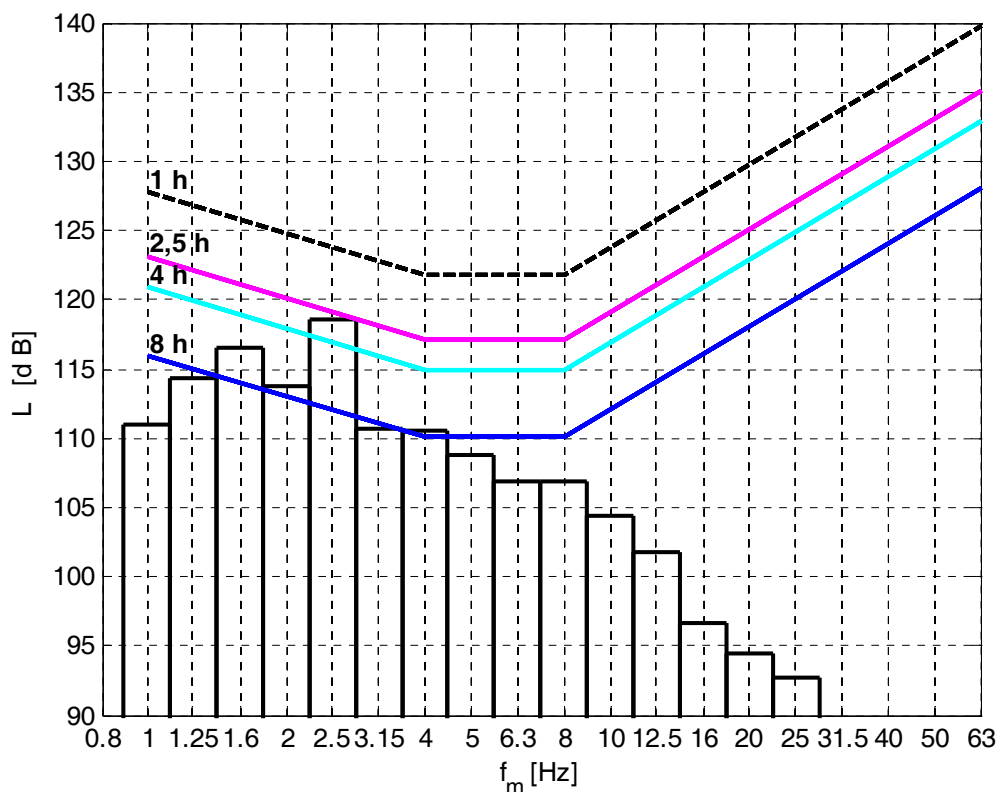
Při velkém pseudonáhodném buzení je v extrémní poloze sedadla (pneumatická pružina je roztažena) malý tlakový spád na výtoku. To je způsobeno především konstrukcí pružícího podstavce – použitím pružiny s velkou efektivní plochou (zastavěna přímo, bez převodu, pro daná zatížení tedy s malým přetlakem uvnitř měchu). U méně náročných zkušebních vozovek BULIŽNÍK a PANELY, u nichž je ale přesto intenzita buzení několikanásobná oproti laboratornímu buzení signálem TATRA ½, jsou přenosové vlastnosti aktivního sedadla již příznivější.



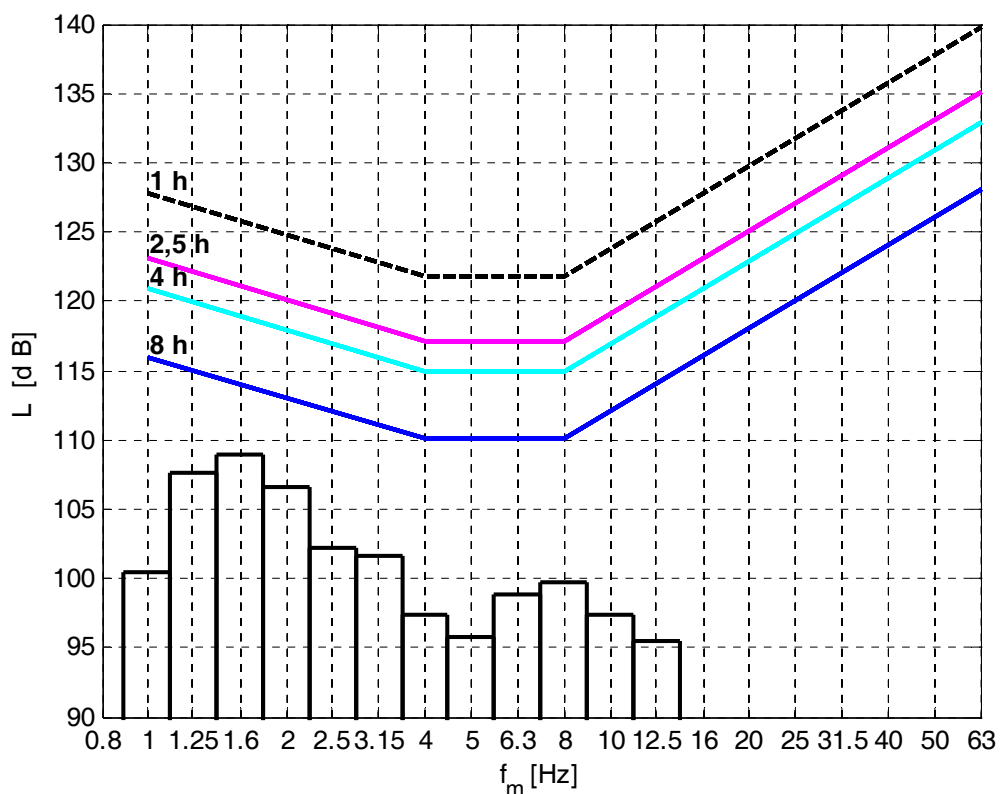
Obr. 2.5-6: Vypočtené přenosy zrychlení funkčního vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením při jízdě po vozovce BELGICKÁ



Obr. 2.5-7: Vypočtené přenosy zrychlení funkčního vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením při jízdě po vozovce BULIŽNÍK



Obr. 2.5-8: Porovnání třetinooktávového spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením s limity pro dobu expozice při jízdě po vozovce BELGICKÁ



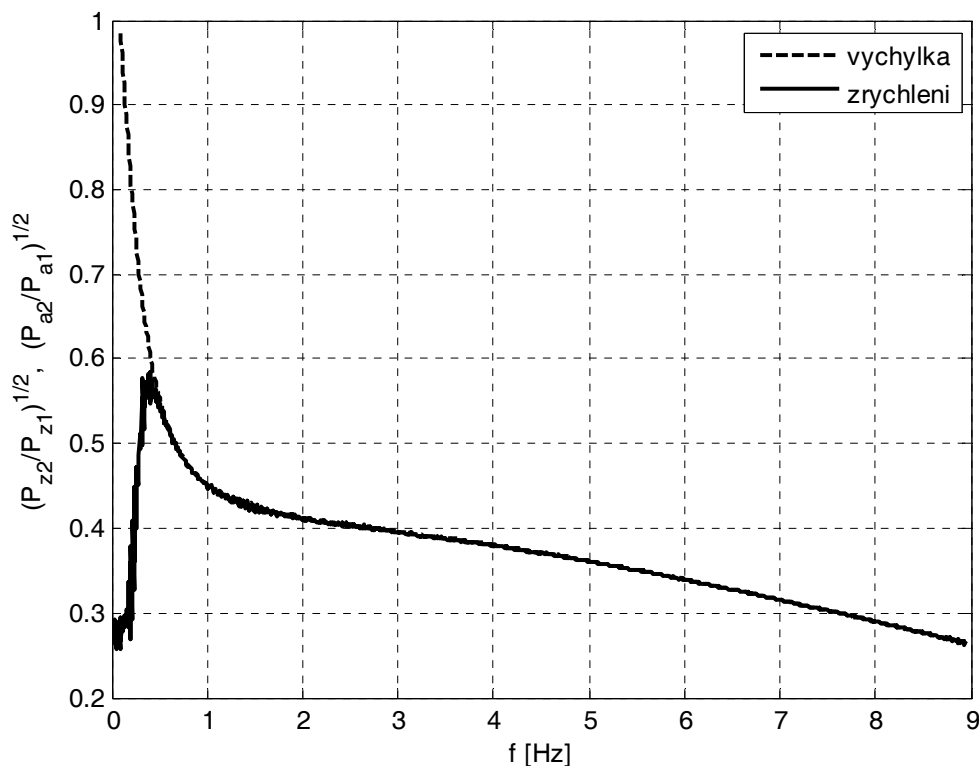
Obr. 2.5-9: Porovnání třetinooktávového spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením s limity pro dobu expozice při jízdě po vozovce BULIŽNÍK

V disertační práci je provedeno také i hodnocení dosažených výsledků dle platných norem a doplňujících vyhlášek v souladu s odstavcem 2.4. Vlastní hodnocení se provádí na základě efektivní hodnoty váženého zrychlení. Vypočtené RMS spektrum zrychlení (třetinooktávové nebo úzkopásmové) se pak porovnává s křivkami odpovídajícími mezím snížené výkonnosti na obr. 2.4-1. V běžném silničním provozu na asfaltových nebo dlážděných vozovkách vyhovuje z hlediska úrovně vibrací naměřených na sedadle řidiče většina vozidel obvykle osmihodinového, někdy pouze čtyřhodinového nepřetržitému provozu [48]. Na speciálních testovacích vozovkách polygonu Tatra Kopřivnice se doba přípustného provozu rychle snižuje a na nejagresivnějších vozovkách (PAVÉ, BELGICKÁ, PANELY) nedosahuje v mnoha případech ani 0,5 hodiny. Na obr. 2.5-8 a 2.5-9 jsou uvedena třetinooktávová RMS spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla s aktivním řízením včetně limitů pro dobu expozice při jízdě po vozovkách PAVÉ a BULIŽNÍK.

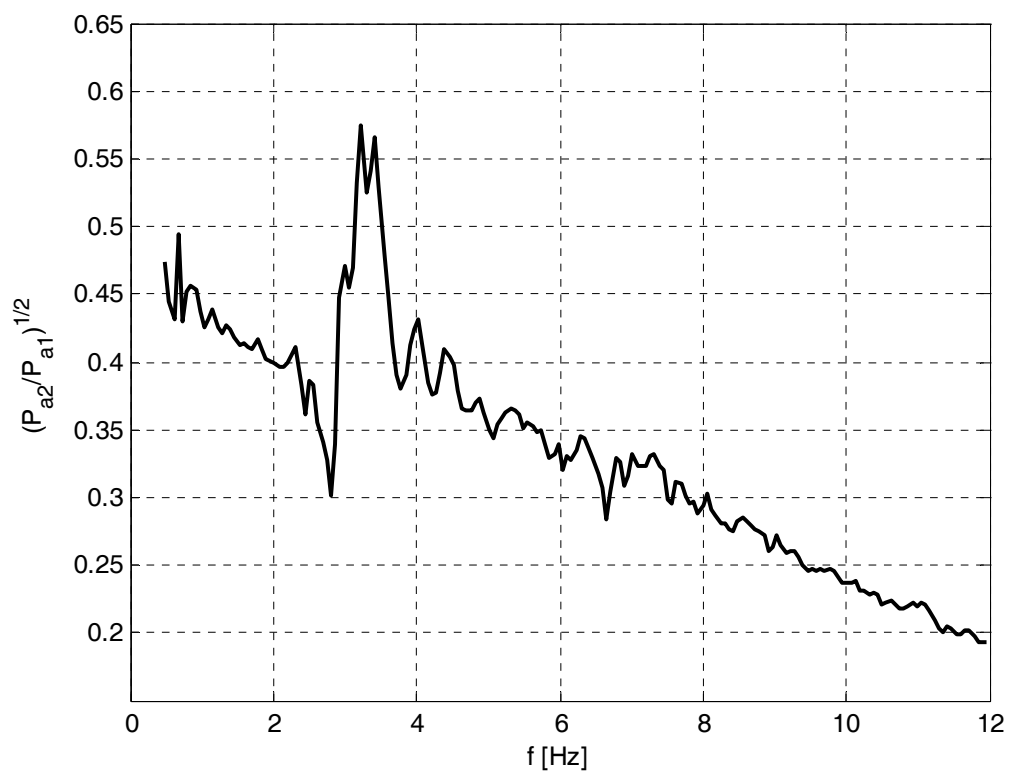
2.6 Přenosové charakteristiky simulačního modelu s diskretním LQ regulátorem

V rámci disertační práce je popisován teoretický návrh diskretního LQ regulátoru. Při použití tohoto regulátoru bylo simulačně dosaženo velmi dobrých výsledků. Prozatím však nebyly provedeny testy v laboratorních podmínkách na mechanických modelech.

Uvedme ve stručnosti výsledky simulací provedených na modelu sedadla při jeho řízení LQ regulátorem při buzení signálem CHIRP a stochastickým signálem TATRA plné velikosti. Z PSD vypočtených ze simulovaných průběhů lze opět jednoduchým způsobem stanovit přenosy amplitud výchylky a zrychlení, jejichž průběh by měl být velmi podobný (obr. 2.6-1).



Obr. 2.6-1: Přenosy výchylky a zrychlení při buzení upraveným CHIRP signálem



Obr. 2.6-2: Přenos zrychlení při buzení signálem TATRA

3 Závěr

V rámci této disertační práce navrhl autor spolu s doc. Ing. Bedřichem Janečkem, CSc. úspěšnou verzi řídicího systému funkčního vzoru aktivního sedadla řidiče. Navržený aktivní systém je svojí koncepcí zcela odlišný od v literatuře popisovaných systémů a k vibroizolaci využívá řízenou pneumatickou pružinu, přičemž samostatný tlumicí prvek není použit.

Vlastnosti navrhovaného aktivního vibroizolačního systému sedadla byly ověřovány simulací na matematickém modelu celého řízeného systému, včetně elektropneumatického ventilu a pneumatické pružiny. V práci popisovaný matematický model vykazuje relativně dobrou shodu se skutečným dynamickým chováním laboratorního modelu resp. funkčního prototypu. Model byl realizován v prostředí MATLAB – Simulink a jeho parametry byly optimalizovány pomocí numerických optimalizačních metod, jejichž popisu je také věnována příslušná část práce.

Značná pozornost byla věnována volbě vhodné pneumatické pružiny, nejen z důvodu nutnosti respektovat daná konstrukční omezení, ale také vzhledem k vhodnosti použití pružiny v aktivním systému. Klíčové jsou především geometrické charakteristiky pružiny – efektivní plocha a objem. Znalost jejich průběhu v závislosti na zdvihu resp. na osově deformaci pružiny je nezbytná pro modelování. V průběhu řešení byly tyto charakteristiky experimentálně měřeny a vyhodnocovány s využitím výpočetní techniky s ohledem na známá specifika mající vliv na jejich průběh. Jmenujme např. vliv dosedání vnitřních a vnějších částí pryžového měchu u pružin vlnovcových nebo vliv tvaru pístu u pružin hadicových a vakových.

Nejen pro přesnost matematického modelu, ale i pro vlastní realizaci řídicích algoritmů bylo důležité co nejpresnější stanovení průtokových charakteristik elektropneumatického ventilu. V práci jsou popsány obvyklé metody jejich stanovování dostupné v literatuře a uváděna je i přibližná náhradní metoda měření. Průtokové charakteristiky jsou v rámci řídicího systému linearizovány prostřednictvím vestavěné kompenzační funkce.

Pro první fázi realizace nově navrženého řídicího systému byl zvolen průmyslový počítač PXI 8176 s operačním systémem reálného času vyráběný společností National Instruments. Tento počítač, přímo určený pro řízení rychlých systémů v reálném čase, je možné programovat z nadřazeného počítače pomocí grafického vývojového prostředí LabVIEW. V rámci této práce bylo v tomto prostředí autorem vytvořeno několik aplikací pro řízení experimentálních modelů sedadla řidiče, včetně aplikace umožňující on-line optimalizaci parametrů regulátoru. Vytvořeny byly i další podpůrné aplikace určené pro měření a následné zpracování dat. K vyhodnocování obdržených výsledků je v disertační práci používáno prostředí MATLAB.

Zpočátku byl navržen lineární zpětnovazební regulátor, který byl následně testován také na reálném mechanickém modelu sedadla. Při zvolené vstupní poruše byl metodou dynamického programování nalezen optimální průběh akční veličiny a na základě toho bylo navrženo vhodné nelineární zpětnovazební řízení. Vlastnosti algoritmů řízení byly ověřovány na různých poruchách typu impulsu či skoku. Především byly ale ověřovány při působení harmonických poruchových signálů s proměnnou frekvencí (tzv. CHIRP) a pseudonáhodných poruch získaných měřeními na reálných vozidlech při jízdě po běžných vozovkách a po zkušebních tratích. Součástí práce je také teoretický návrh diskrétního LQ regulátoru se spojeným Kalmanovým estimátorem, který byl prozatím ověřen pouze

simulací. Výsledky provedených simulací a testů na mechanických modelech ukázaly na dobré vlastnosti aktivního vibroizolačního systému.

I přes to, že při jízdách zkouškách prováděných na testovacím polygonu společnosti Tatra Kopřivnice nebylo dosaženo původně stanovených vývojových cílů zcela beze zbytku, je zřejmé, že aktivní systém potlačuje vibrace lépe než systém pasivní – především při nízkých frekvencích buzení. Rozbor a porovnání dosažených výsledků vibroizolace se sériově vyráběnými sedadly a s novým prototypem pasivního sedadla 412 00 je uveden v závěru práce. Dosažené výsledky byly hodnoceny také na základě platných norem a navazujících směrnic.

Vyvinutý aktivní systém bude ale třeba dále zlepšovat. Některé možnosti zlepšení přenosových vlastností aktivního sedadla byly v práci analyzovány a v současné době probíhá jejich testování v laboratorních podmínkách. Uplatnění aktivního sedadla lze hledat především v extrémních provozních podmínkách, zvláště v případech, kdy buzení obsahuje výrazné nízkofrekvenční složky. Jeho použití je tedy vhodné ve stavebních a zemědělských strojích, případně i v bojových vozidlech. Naopak uplatnění aktivního sedadla v širším měřítku u běžných silničních vozidlech je limitováno jeho vyšší cenou oproti sedadlům pasivním.

3.1 Výsledky disertace s uvedením nových poznatků pro vědní obor a pro praxi

Řízení rychlých nelineárních systémů není uzavřeným a plně vyřešeným vědním oborem. V rámci disertační práce je vyřešeno řízení jednoho typu obtížně říditelného mechanického nelineárního systému.

Zásadním výsledkem a zároveň i přínosem disertační práce je nový a laboratorně i v reálných podmínkách ověřený algoritmus aktivního řízení vibroizolačního systému sedačky při použití řízené pneumatické pružiny, bez tlumiče.

Rozborem dostupné odborné, firemní a patentové literatury bylo zjištěno, že tento přístup není výrobcí sedadel dosud používán a nebyl do současné doby ani patentován. Známý jsou poloaktivní systémy jejichž základem je řízený magnetoreologický tlumič a dále aktivní systémy využívající elektrický aktuátor generující přídavnou sílu resp. hydraulické systémy, jejichž nevýhodou je ovšem značná složitost a nákladnost.

O vyvinutý aktivní vibroizolační systém projevil zájem firma C.I.E.B. Kahovec spol. s r. o. Brandýs nad Orlicí (součást americké firmy Commercial Vehicle Group, Inc.). V současnosti jsou veškeré testy vyvinutých algoritmů řízení prováděny jen na pružících podstavcích dodaných a pro potřeby aktivního systému modifikovaných firmou C.I.E.B. Řídicí systém byl již přenesen z průmyslového počítače na signálový procesor, který je vhodný k aplikaci na sériově vyráběné sedadlo. Výsledná řídicí jednotka, na jejímž vývoji se intenzivně podílí Ing. Jaroslav Buchta, bude zcela autonomním systémem.

Popisované provedení sedadla řidiče s aktivním vibroizolačním systémem je předmětem patentového řízení. Z rozsáhlé rešerše již provedené firmou C.I.E.B. je zřejmé, že uvedené řešení je originální a je možno jej patentově chránit.

Tématika zkoumaná v disertační práci byla průběžně publikována na mezinárodních konferencích a na národních konferencích s mezinárodní účastí. Veškeré doposud navržené a realizované varianty řídicího systému sedadla řidiče byly také experimentálně ověřeny na reálných modelech a funkčních vzorech sedadel. Bylo provedeno množství rozsáhlých

experimentů a identifikačních měření (na pneumatických pružinách a na pneumatickém ventilu), jejichž výsledky byly nebo mohou být dále využity při řešení jiných problémů týkajících se vibroizolace v rámci Hydrodynamické laboratoře.

Výzkum a vývoj aktivního systému vibroizolace nelze v žádném případě považovat za ukončený. Doposud existuje celá řada nevyřešených teoretických, konstrukčních a technologických problémů. Stále se objevují nové podněty týkající se např. vhodnosti testování sedadla v laboratorních podmínkách za použití mechanických modelů, výzkumu vlivu sedící osoby na přenosové vlastnosti sedadla a mnohé další. Přestože bylo v práci provedeno srovnání vyvinutého aktivního sedadla s dvěma typy sedadel pasivních, není dosažený stav vývoje pasivních sedadel v celosvětovém měřítku dostatečně zmapován a bude třeba v porovnávání vlastností obou koncepcí i nadále pokračovat.

Výzkum aktivních systémů vibroizolace bude pokračovat v rámci výzkumného záměru MSM 4674788501 pod názvem „*Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem*“ i v dalších letech. Zde popisované přístupy k řízení vibroizolačních systémů je možné aplikovat např. i na sanitní lehátko pro převoz těžce raněných osob.

Literatura

- [1] Decker, H., Schramm, W.: *An Optimized Approach to Suspension Control*. SAE Technical Papers, č. 900661, 1990.
- [2] Hölscher, R., Huang, Z.: *Semiaktive Dämpferregelung für ein komfortorientiertes Fahrwerk*. VDI-Berichte č. 916, VDI-Verlag Düsseldorf, 1991.
- [3] Karnopp, D. C., Crosby M. J., Harwood, R. A.: *Vibration Control Using Semi-active Force Generators*. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 96, 1974, s. 619–626, ISSN 0022-0817.
- [4] Rakheja, S., Sankar, S.: *Vibration and Shock Isolation Performance of a Semi-active on-off Damper*. Transactions of the ASME, Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design, 4, 1985, č. 107, s. 398–403, ISSN 0739-3717.
- [5] Stein, J.: *Niektoré výsledky simulácie aktívnej vibroizolačnej sústavy kompenzačného typu*. In: Proceedings of Colloquium Dynamics of Machines '97. Praha, 1997.
- [6] Stein, J., Ballo, I.: *Active Vibration Control System for the Driver's Seat for Off-road Vehicles*. Journal of Sound and Vibration, 3, 1992, č. 155, s. 566–567, ISSN 0022-460X.
- [7] Stein, J., Múčka, P.: *Electropneumatic Mechatronic System as a Positional Servosystem*. In: Sborník konference Mechatronics, Robotics and Biomechanics 1997. Brno, 1997.
- [8] Wu, X., Griffin, M. J.: *A Semi-active Control Policy to Reduce the Occurrence and Severity of End-stop Impacts in a Suspension Seat with an Electrorheological Fluid Damper*. Journal of Sound and Vibration, 5, 1997, č. 203, s. 781–793, ISSN 0022-460X.
- [9] Preumont, A.: *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*. 2. vyd. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2002. ISBN 1-4020-0925-9.
- [10] Bottega, W. J.: *Engineering Vibrations*. 1. vyd. New Jersey: CRC Press, 2006. ISBN 978-0-8493-3420-9.
- [11] Inman, D.: *Vibration with Control*. 1. vyd. New York: John Wiley & Sons, 2006. ISBN 978-0-470-01051-8.
- [12] Hauck, M.: *Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze*. [Doktorská disertační práce.] Berlín, 2001. Technische Universität Berlin.
- [13] Šika, Z.: *Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů*. [Habilitační práce.] Praha, 2004. ČVUT Praha, Fakulta strojní.
- [14] Griffin, M. J.: *Handbook of Human Vibration*. 2. vyd. Londýn: Academic press, 1996. ISBN 0-12-303041-2.
- [15] Harris, C. M., Crede, Ch. E.: *Shock and Vibration Handbook*. 2 vyd. New York: McGraw-Hill, 1976. ISBN 0-07-026799-5.
- [16] Harris, C. M., Piersol, A. G.: *Shock and Vibration Handbook*. 5 vyd. New York: McGraw-Hill, 2001. ISBN 0-07-137081-3.
- [17] Šklíba, J.: *Některé problémy semiaktivního řízení sedačky řidiče*. In: Sborník kolokvia Dynamika a aktivní řízení '98. Brno, 1998.

- [18] Šklíba, J.: *O vlivu umístění pneumatické pružiny v pružícím podstavci na jeho stabilitu*. In: Sborník národní konference Inženýrská mechanika Svratka '95. Praha, 1995.
- [19] Šklíba, J.: *Problém jedné aplikace tlumené pneumatické pružiny s polohovou regulací*. In: Sborník VII. mezinárodní konference o teorii strojů a mechanismů. Liberec: TU, 1996.
- [20] Šklíba, J., Mastník, Z.: *Aplikace přestavitelného tlumiče v dynamickém systému sedačky*. In: Sborník národní konference s mezinárodní účastí Engineering Mechanics Svratka '98. Praha: ÚTAM AV ČR, 1998.
- [21] Záda, V., Tůma, P.: *Řízená vibroizolace sedačky řidiče s identifikací poruchy pomocí akcelerometru*. [Závěrečná výzkumná zpráva KSI.] Liberec: TU, 2000.
- [22] Krejčíř, O.: *Výpočet vzduchových pružin určených k odpérování automobilů*. [Kandidátská disertační práce]. Liberec, 1964. VSŠT v Liberci. Fakulta strojní.
- [23] Krejčíř, O.: *Vzduchové pružiny*. [Habilitační práce]. Liberec, 1968. VSŠT v Liberci. Fakulta strojní.
- [24] Krejčíř, O. a kol.: *Teorie, konstrukce, zkoušení a charakteristiky pneumatických pružin*. [Výzkumná zpráva KST 83-04.] Liberec: VSŠT, 1987.
- [25] Krejčíř, O.: *Pneumatická vibroizolace*. [Doktorská disertační práce.] Liberec, 1986. VSŠT v Liberci. Fakulta strojní.
- [26] Prášil, L., Kracík, V.: *Efektivní plocha dvouvlnové vlnovcové pneumatické pružiny*. In: Sborník XXX. konference kateder částí a mechanismů strojů. Liberec: VSŠT, 1989, s. 189 – 196.
- [27] Prášil, L., Kracík, V., Frydrych, D.: *Statické charakteristiky pneumatických vlnovcových pružin při maximalizaci objemu*. [Výzkumná zpráva KST 90-23]. Liberec: VSŠT, 1990.
- [28] Mevald, J.: *Teorie kmitů hmoty na pneumatické pružině. 1. část: analytické řešení linearizované soustavy s jednou hmotou*. [Výzkumná zpráva KMP]. Liberec: VSŠT, 1977.
- [29] Aldikacti, H., Anderson, E. W., Harrison, R. D.: *Riding on Air*. SAE Preprint, 536, 1957, 29 s.
- [30] Sears Manufacturing Company: *Semi-Active Air Suspension Seating*. [Katalog online.] Davenport (USA), 2007. [cit. březen 2008.] Dostupné na URL: <http://www.searsseating.com/files/SemiActiveAirBrochure.pdf>
- [31] Sears Manufacturing Company: *Active Suspension System*. [Online.] Davenport (USA), 2007. [cit. březen 2008.] Dostupné na URL: http://www.searsseating.com/tech_innovate.cfm
- [32] Pat. USA 09/264789 (PCT/US99/22433). Vandermolen, G. L.: *Integrated Semi-active Seat Suspension and Seat Lockup System*. Washington: United States Patent and Trademark Office, 1999.
- [33] Pat. Kanada WO 2004/101313 (PCT/CA2004/000321). Pailard, B., Mazoyer, J., Masson, P., Belly, A., Albert, A.: *Suspension de siege active*. Quebec (Kanada): Organization Mondiale de la Propriété Intellectuelle, 1999.
- [34] Franklin, G. F., Powell, J. D., Workman, M. L.: *Digital Control of Dynamic Systems*. 3. vyd. Stanford (USA): Prentice Hall, 1998. ISBN 0-201-82054-4.

- [35] Štecha, J., Havlena, V.: *Teorie dynamických systémů*. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01971-3.
- [36] Apetaur, M., Janeček, B., Kupka, L., Buchta, J.: *Posouzení stavu vývoje sedačky s aktivním řízením*. [Výzkumná zpráva CIEB 2008/02 – 3.] Liberec: TU, 2008.
- [37] Buchta, J., Koprnický, J.: *Dokumentace k elektronickým obvodům řídicího systému prototypu sedačky s aktivním tlumením vibrací*. [Projektová dokumentace]. Liberec: TU, 2008.
- [38] Buchta, J.: *Popis software řídicího systému aktivního tlumení sedačky*. [Projektová dokumentace]. Liberec: TU, 2008.
- [39] Bosgra, O. H., Kwakernaak, H., Meisma, G.: *Design Methods for Control Systems*. [Online.] Enschede (Holandsko): Dutch Institute of Systems and Control, 2007. [cit. březen 2008.] Dostupné na URL:
<http://wwwhome.math.utwente.nl/~meinsmag/dmcs/dmcs0708.pdf>
- [40] Lewis, F. L., Xie, L., Popa, D.: *Optimal and Robust Estimation: With an Introduction to Stochastic Control Theory*. 2. vyd. Boca Raton – Londýn – New York: CRC Press, 2008. ISBN 978-0-8493-9008-1.
- [41] Kalman, R. E., Bucy, R. S.: *New Results in Linear Filtering and Prediction Theory*. Transactions of the ASME, Journal of Basics Engineering, 83, 1961, s. 95–108.
- [42] Smetana, C. a kol.: *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-901936-2-5.
- [43] ČSN ISO 2631-1: *Vibrace a rázy – hodnocení expozice člověka celkovým vibracím. Část 1: všeobecné požadavky*. [Česká technická norma.] Praha: Český normalizační institut, 1999.
- [44] SAE: *Recommended Practice Measurement of Whole-body Vibration of the Seated Operator of Off-highway Work Machines*. SAE Handbook, č. J1013, 1980.
- [45] ONA 30 0735: *Měření přenosu automobilovými sedačkami*. [Oborová norma.]
- [46] Tůma, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901936-1-7.
- [47] Oppenheim, A. V., Shafer, R. W.: *Discrete-Time Signal Processing*. New Jersey (USA): Prentice Hall, 1989.
- [48] Kuběna, R.: *Přenos vibrací automobilovými sedačkami*. In: Sborník XXIII. národního semináře s mezinárodní účastí ASŘ '99 „Instruments and Control“. Ostrava: VŠB – TU, 1999. ISBN 80-7078-666-3.

Vlastní publikační činnost

Monografie:

- [1] **Kupka, L.**: *Matlab & Simulink: úvod do použití*. 1. vyd. Lanškroun: TG tisk a SOŠ a SOU, 2007. ISBN 978-80-239-8871-0. 167 s.
- [2] **Kupka, L.**, Janeček, J.: *Matlab & Simulink: řešené příklady*. 1. vyd. Lanškroun: TG tisk a SOŠ a SOU, 2007. ISBN 978-80-239-9532-9. 224 s.

Mezinárodní recenzované časopisy:

- [3] Janeček, B., **Kupka, L.**, Šklíba, J., Apetaur, M., Martonka, R.: *On the Problem of the Active Control of the Driver Seat*. Engineering Mechanics (International Journal for Theoretical and Applied Mechanics), 12, 2005, č. A1, s. 309–316, ISSN 1210-2717.

Mezinárodní konference:

- [4] Barbora, J., Janeček, B., **Kupka, L.**, Zůbek, T.: *Hydro-pneumatic Suspension Rubber-bellows Unit*. In: Sborník mezinárodní konference EUROMECH 455 on Semi-Active Vibration Suppression [CD-ROM]. Praha: ČVUT, 2004. 13 s.
- [5] Janeček, B., **Kupka, L.**, Šklíba, J., Apetaur, M., Martonka, R.: *On the Problem of the Active Control of the Driver Seat*. In: Sborník mezinárodní konference Mechatronics, Robotics and Biomechanics 2005 [CD-ROM]. Brno, 2005. 8 s. (recenzováno)
- [6] **Kupka, L.**, Janeček, B., Šklíba, J.: *Laboratory Verification of the Active Vibration Isolation of the Driver Seat*. In: *Recent Advances in Mechatronics – sborník mezinárodní konference Mechatronics Varšava 2007*. Berlin – Heidelberg – New York: Springer, 2007. s. 453–457, ISBN 978-3-540-73955-5. (odpovědný autor, recenzováno)

Národní konference s mezinárodní účastí:

- [7] **Kupka, L.**, Šklíba, J., Janeček, B., Apetaur, M., Kozderka, J.: *Experimental Research of the Active Vibration Isolation System of the Driver Seat*. In: Sborník národní konference s mezinárodní účastí Engineering Mechanics Svatka 2006. Praha: ÚTAM AV ČR, 2006. ISBN 80-86246-27-2. 12 s. (odpovědný autor)
- [8] **Kupka, L.**, Janeček, B., Buchta, J., Šklíba, J.: *Návrh stavového regulátoru aktivního vibroizolačního systému*. In: Sborník XIV. národního semináře s mezinárodní účastí Interakce a zpětné vazby 2007. Praha: ÚT AV ČR, 2007. s. 119–124. ISBN 978-80-87012-08-6. (odpovědný autor)
- [9] Šklíba, J., **Kupka, L.**, Janeček, B., Buchta, J.: *To the Problem of the Height Adjustment of the Actively Controlled Driver Seat*. In: Sborník národní konference s mezinárodní účastí Dynamika strojů 2008. Praha: ÚT AV ČR, 2008. s. 175–180. ISBN 978-80-87012-10-9.

Oponované výzkumné zprávy:

- [10] Janeček, B., **Kupka, L.**: *Matematický model hydropneumatického pružícího a tlumícího prvku pro závěs kola automobilu*. [Výzkumná zpráva MSM242100001/2004/1453 – 09.] Výzkumný záměr CEZ: MSM 242100001. Liberec: TU, 2004. 28 s.

- [11] **Kupka, L.**, Janeček, B.: *Aktivní řízení sedačky řidiče*. [Výzkumná zpráva 1453/2006/10.] Výzkumný záměr CEZ: MSM 4674788501. Liberec: TU, 2006. 54 s.

Ostatní výzkumné zprávy:

- [12] Janeček, B., Hlava, J., **Kupka, L.**: *Aktivní řízení sedačky řidiče*. [Výzkumná zpráva MSM4674788501/2005/1453 – 09.] Výzkumný záměr CEZ: MSM 4674788501. Liberec: TU, 2005. 5 s.
- [13] Janeček, B., Hlava, J., **Kupka, L.**: Situační zpráva o plnění dílčí úlohy VZ 1453 „*Aktivní řízení sedačky řidiče*“ v 1. pol. roku 2006. Výzkumný záměr CEZ: MSM 4674788501. Liberec: TU, 2006. 4 s.
- [14] **Kupka, L.**: *Aktivní řízení vibroizolačního systému sedačky řidiče*. [Závěrečná výzkumná zpráva CIEB 2006/07 – 1.] Liberec: TU, 2006. 100 s.
- [15] **Kupka, L.**, Janeček, B., Buchta, J.: *Aktivní řízení vibroizolačního systému sedačky řidiče a měření na sedačkách ISRI a KAMAZ s pasivními vibroizolačními systémy*. [Výzkumná zpráva CIEB 2007/07 – 2.] Liberec: TU, 2007. 124 s.
- [16] **Kupka, L.**, Janeček, B.: *Aktivní řízení funkčního modelu sedačky řidiče*. [Výzkumná zpráva VZ 1453/2007/10.] Výzkumný záměr CEZ: MSM 4674788501. Liberec: TU, 2007. 23 s.
- [17] Apetaur, M., Janeček, B., **Kupka, L.**, Buchta, J.: *Posouzení stavu vývoje sedačky s aktivním řízením*. [Výzkumná zpráva CIEB 2008/02 – 3.] Liberec: TU, 2008. 38 s.

Ostatní:

- [18] **Kupka, L.**, Janeček, B.: *Aktivní řízení vibroizolačního systému sedačky řidiče*. Poster při příležitosti oslav 10. výročí založení Fakulty mechatroniky a mezioborových inženýrských studií TU v Liberci. Liberec: TU, 2006.

Anotace

Aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče

Ing. Libor Kupka

Při jízdě po nerovných vozovkách nebo polním a lesním terénem v mnoha případech pouhé pasivní odpružení podvozku vozidla a sedadla řidiče pro účinnou ochranu řidiče před působením zdraví škodlivých vibrací nestačí. Výrazného snížení vibrací působících na řidiče je v práci dosaženo návrhem a realizací zpětnovazebního řízení sedadla řidiče.

Oblast nejvyšší citlivosti lidského těla na vertikální vibrace se nachází mezi 4 až 8 Hz. Z hlediska dobré ovladatelnosti automobilu a pohodlí řidiče je též velmi důležitá frekvenční oblast při nízkých frekvencích – menších než 4 Hz.

Běžné pasivní vibroizolační systémy sedadel se nejčastěji skládají z pneumatické pružiny a hydraulického tlumiče. Důležitým parametrem těchto systémů je přirozená rezonanční frekvence netlumeného systému f_n , jež je určena tuhostí pružiny a zatěžující hmotou. Při zvyšování tlumení se snižuje přenos vibrací pod frekvencí f_n , ale zároveň se tento přenos zvyšuje nad frekvencí f_n . Výběr tuhosti pružiny a nastavení tlumiče je u všech pasivních vibroizolačních systémů vždy pouze kompromisem protichůdných požadavků. V současnosti již existují semiaktivní (poloaktivní) vibroizolační systémy, jejichž základem je řízený tlumič. Použitím těchto vibroizolačních systémů ale nebylo u sedadel dosaženo výrazného kvalitativního zlepšení přenosových vlastností oproti systémům pasivním.

Z uvedených důvodů se tato disertační práce zabývá návrhem a realizací aktivního vibroizolačního systému sedadla řidiče. Hlavní přínosem aktivního systému je snížení přenosových vlastností při nízkých frekvencích buzení a při současném zachování dobrých přenosových vlastností při frekvencích vysokých. V navrženém vibroizolačním systému není použit tlumič. Tento systém, na rozdíl od systémů běžně popisovaných v literatuře, používá jako akční člen pneumatickou pružinu, do které je podle potřeby pomocí elektronicky řízeného servoventilu přiváděn tlakový vzduch, nebo je vzduch z této pružiny vypouštěn do okolní atmosféry. V práci je navrženo a dále rozpracováno několik řídicích algoritmů, jejichž vlastnosti jsou ověřovány jednak simulačně, ale samozřejmě také na experimentálních modelech sedadel v laboratorních i v reálných podmínkách. Přenosové vlastnosti poslední verze aktivního sedadla jsou porovnávány s vlastnostmi sériově vyráběného pasivního sedadla. V závěru je provedeno hodnocení dosažených výsledků v souladu s platnými normami a hygienickými předpisy.

Klíčová slova: *sedadlo řidiče, aktivní vibroizolační systém, pneumatická pružina, tlumič, matematický model*

Annotation

Active Vibration Isolation System of Driver Seat

Libor Kupka, MSc.

For the human health protection against vibrations in cases off road drive and drive on rough roads is known, that the only passive vibration isolation of car suspension and driver's seat is not sufficient. Significant decreasing of vibrations acting on driver was achieved in work with design and realization of feedback control of driver's seat.

The band of highest human sensitivity to vertical vibrations is between 4 and 8 Hz. From the view of good vehicle handling is also very important the band of frequencies under 4 Hz.

The common passive vibration isolation systems of most frequently consist from springs and hydraulic dampers. The important parameter of these systems is natural resonance frequency f_n of undamped system. This frequency is defined with spring stiffness and weighting mass. In case of damping coefficient increasing is decreased the vibrations transmissibility for lowest frequencies than f_n , on the contrary vibrations transmissibility for highest frequencies than f_n is increased. Choice of spring stiffness and damping coefficient is in all passive vibration isolation systems a compromise between these contradictory demands. The controlled dampers are used in semi-active vibration isolation systems. With the use of these systems in construction of drivers seat was not achieved significant improving of vibrations transmissibility in comparing with passive systems.

From mentioned reasons the work solves the design and realization of active vibration isolation system of driver's seat. Main contribution of active system is decreasing of vibrations transmissibility for low frequencies and also remaining the low transmissibility for high frequencies. In designed system is not used damper. Contrary of the commonly described systems in the designed system is used the electronically controlled servo-valve, which feeds the air into the spring, or discharges the air from the spring into the atmosphere. In work are developed two control algorithms which was verified with numerical simulation on computer. One of them was verified with some experimental and real driver's seats in laboratory and on the track as well. The properties of developed active seat are compared with industry produced passive seat. In conclusion of the work are appreciated the achieved results with the use of valid norms and hygienic regulations.

Key words: *driver's seat, active vibration isolation system, air spring, damper, mathematical model*

