

EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE ACTIVE VIBRATION ISOLATION SYSTEM OF THE DRIVER SEAT

L. Kupka^{*}, J. Šklíba^{**}, B. Janeček^{*}, M. Apetaur^{**}, J. Kozderka^{*}

***Summary:** The current research results of the development and verification of an active vibration isolation feedback control system of driver seat are presented in the paper. The driver seat mechanism without damper and with air spring is controlled in the laboratory. The air spring is used as actuator and as elastic element in the system. The compensation – linearization of the strongly non-linear flow characteristics of the pneumatic valve is also presented in the paper.*

1. Úvod

Vibroizolační systém sedačky se obvykle skládá z pneumatické pružiny, ať již klasické vlnovcové nebo v současnosti častěji hadicové či vakové, a hydraulického tlumiče. Z této skutečnosti vychází i naprostá většina doposud navrhovaných řídicích systémů. Tyto systémy jsou obvykle založeny na řízení tlumiče, nebo využívají další aktivní prvek umožňující bezprostřední silové působení mezi základem a izolovaným objektem – sedačkou. V oblasti rezonance neřízené sedačky (dále již pouze v rezonanční oblasti) bylo již dosaženo poměrně uspokojivých výsledků, v nadrezonanční oblasti se ale zejména použití tlumiče ukazuje jako nepřiliš vhodné. Standardní řídicí algoritmy založené na řízení tlumiče (např. Hauck, 2001) nevykazují uspokojivé vlastnosti ani v rezonanční oblasti. Z tohoto důvodu byl teoreticky navržen a v současnosti je optimalizován algoritmus, který jako akční člen využívá pouze pneumatickou pružinu.

Tento příspěvek si klade především za cíl zhodnotit první etapu realizace aktivního vibroizolačního systému sedačky řidiče, ukázat na různé problémy a omezení s nimiž se autoři v průběhu vlastní realizace setkali a prezentovat některé konkrétní dosažené výsledky. Součástí příspěvku je také popis základních částí fyzikálního modelu sedačky řidiče, tj. akčního členu (pneumatické pružiny) a elektropneumatického servoventilu. Je uvedeno přibližné určování průtokových charakteristik servoventilu ovládaného napěťovým signálem na základě experimentálních měření a popis jejich následné linearizace v řídicím počítači.

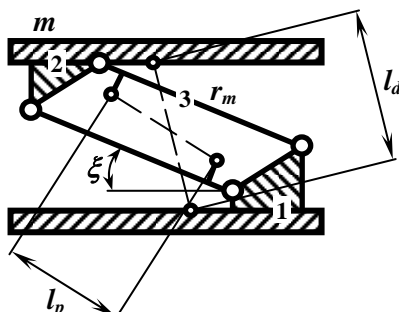
Nezbytným předpokladem k návrhu jakéhokoliv regulačního obvodu je znalost alespoň přibližného matematického modelu regulovaného systému. Z tohoto důvodu je v příspěvku stručně popisován i autory v minulosti již navržený matematický model (Janeček et al., 2005).

* Ing. Libor Kupka, Doc. Ing. Bedřich Janeček, CSc., Ing. Jan Kozderka: Katedra řídicí techniky, Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií, Technická univerzita v Liberci, Hálkova 6, 461 17 Liberec 1, tel.: +420 485 353 492, e-mail: libor.kupka@tul.cz, bedrich.janecek@tul.cz, jan.kozderka@tul.cz

** Prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc., Prof. Ing. Milan Apetaur, DrSc.: Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti, Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci, Hálkova 6, 461 17 Liberec 1, tel.: +420 485 354 131, e-mail: jan.skliba@tul.cz

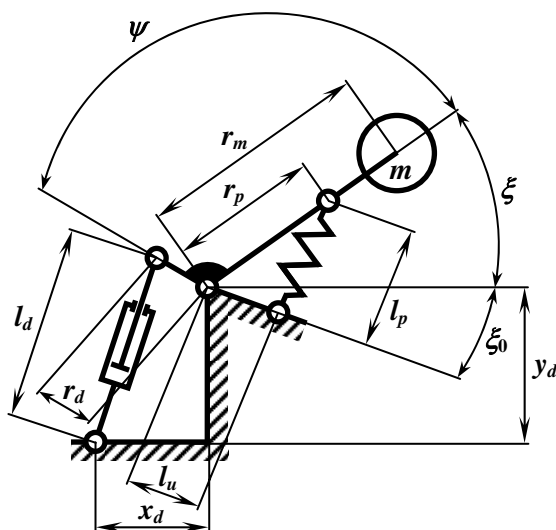
2. Fyzikální model sedačky řidiče

Výchozí mechanismus typu paralelogram (obr. 1) se skládá ze základu (1), pevně spojeného s podlahou vozidla, sedáku (2), dvou rovnoběžných kyvných ramen (3) a vlastních vibroizolačních prvků – tlumiče a pneumatické pružiny. Tlumič je umístěn mezi základ a sedák, pneumatická pružina mezi kyvnými rameny mechanismu.



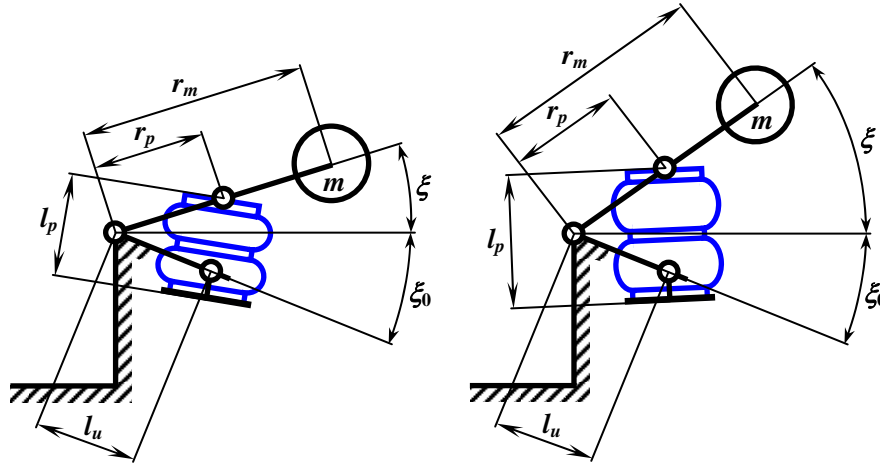
Obr. 1: Schéma vibroizolačního systému sedačky s mechanismem typu paralelogram

Neuspokojivé výsledky při nasazování aktivního řídicího systému na klasickou konstrukci sedadla řidiče s paralelogramovým mechanismem vedly, převážně z důvodu omezení vlivu pasivních odporů, k sestavení speciálního modelu sedadla s kuličkovými ložisky v kloubech mechanismu (obr. 2). Uvedený model byl navržen v rámci práce (Martonka, 2001), ve které je také uveden podrobnější rozbor jeho základních vlastností. Základem modelu je jednoduchý mechanismus – kyvadlo doplněné pneumatickou pružinou a tlumičem.



Obr. 2: Schéma zjednodušeného modelu sedačky řidiče

Tlumič je umístěn mezi základ (polohově nastavitelný úchyt, souřadnice x_d a y_d) a nastavitelnou páku (vzdálenost r_d a úhel ψ) pevně spojenou s kyvným ramenem. Pneumatická pružina je pak připevněna přímo ke kyvnému rameni (poloha uchycení je definována vzdáleností od rotačního uložení ramena r_p) a k nastavitelnému úchytu (úhel ξ) pevně spojenému se základem (poloha uchycení definována souřadnicí l_u). Spodní čelo pružiny je umístěno v kyvném třmenu. Při návrhu v příspěvku popisovaného řídicího systému byl tlumič demontován, uvedená situace je na obr. 3.



Obr. 3: Model sedačky řidiče bez hydraulického tlumiče

2. Matematický model

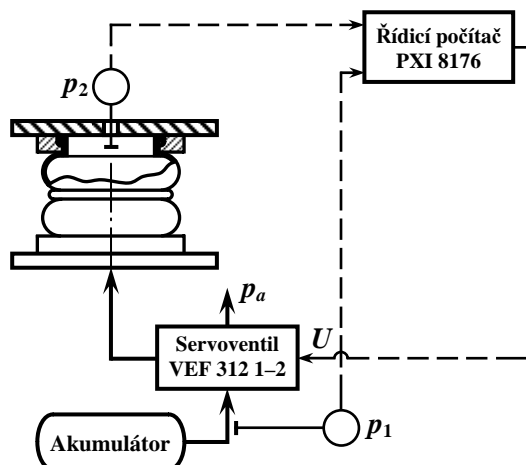
Vzhledem k relativní složitosti a značné nelinearitě popisovaného fyzikálního modelu byly vlastnosti jednotlivých algoritmů řízení nejprve ověřeny simulací na matematickém modelu sedačky (Janeček et al., 2005). Ten byl realizován na číslicovém počítači ve vývojovém prostředí MATLAB – Simulink 5.3. V následujících odstavcích je stručně uveden jeho popis. Za základní rovnici popisující model sedačky lze považovat rovnici dynamické rovnováhy

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} = \frac{r}{M} (S_{ef} (p_2 - p_a) - F_{rd}) - g - k_d \left(\frac{dz_2}{dt} - \frac{dz_1}{dt} \right), \quad (1)$$

$$F_{rd} = k_{rd} \left(\frac{l_p}{\frac{l_{pmax}}{2}} \right)^n, \quad (2)$$

kde z_2 představuje absolutní polohu sedáku, z_1 polohu základu sedačky a l_p délku pneumatické pružiny. S_{ef} je efektivní plocha a p_2 je přetlak uvnitř této pružiny. Model byl také z důvodu možné nestability v krajních polohách doplněn o dorazovou reakční sílu F_{rd} . Ta je vypočtena podle vztahu (2), ve kterém bylo voleno $n = 15$. Vlastnosti tlumiče jsou zohledněny pomocí koeficientu tlumení k_{rd} . Hmotnost řidiče (části lidského těla) a sedáku M je volena v intervalu $M \in \langle 40; 120 \rangle$ kg, r je převod vodícího mechanismu.

Ve výše popisovaném fyzikálním modelu sedačky řidiče je osazen elektricky ovládaný servoventil VEF 312 1–2 (výrobce SMC). Vlastnosti servoventilu, na jehož šoupátku dochází ke škrcení a následně k expanzi, určují průtokové charakteristiky. Jelikož neznáme detailně vnitřní uspořádání ventilu a výrobce ani neudává příslušné parametry, bylo třeba charakteristiky získat na základě experimentálních měření. Uspořádání experimentu je na obr. 4. Při měření průtokových charakteristik byl měřen tlak v přídavném zásobníku p_1 , tlak v pneumatické pružině p_2 a řídicí napětí U . To bylo postupně skokově měněno, vždy na hodnotu napětí z intervalu $U \in \langle 0; 2,8 \rangle$ V pro vypouštění, resp. $U \in \langle 3,3; 5 \rangle$ V pro napouštění. V intervalu $U \in (2,8; 3,3)$ V se nachází oblast snížené citlivosti ventilu.



Obr. 4: Měření průtokových charakteristik servoventilu

Výsledný hmotnostní průtok Q_m lze, jak je obvykle uváděno v mnoha pramenech, např. (Noskiewič, 1999; Hanuš et al., 2000; Vestfálová & Středa, 2004), vypočítat podle vztahu

$$Q_m = \beta_\kappa S_v \frac{p_1}{\sqrt{2RT_1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad (3)$$

prostor před ventilem je zde označen indexem 1 a prostor za ventilem pak indexem 2. β_κ je průtokový součinitel stlačitelného plynu. V našem případě, kdy přesně neznáme vnitřní uspořádání ventilu ani závislost velikosti průtočného průřezu $S_v = S_v(x)$, zavedeme tzv. průtokový součinitel ventilu $k_v = \beta_\kappa S_v$. Hmotnostní průtok ventilem lze tedy vyjádřit

$$Q_m = k_v \frac{p_1}{\sqrt{2RT_1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (4)$$

Uvedený vzorec platí pro podkritické proudění, tj. takové proudění, kdy tlak v nejužším průtočném průřezu je větší než kritický tlak p_k

$$p_k = p_1 \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (5)$$

S klesajícím tlakem p_2 za ventilem hmotnostní průtok podle vztahu (4) stoupá, dokud tlak v nejužším průtočném průřezu nedosáhne kritické hodnoty. Při dalším poklesu tlaku p_2 se tlak v nejužším průřezu již nemění, z tohoto důvodu se nemění ani průtočné množství. Pro vzduch a dvouatomové plyny ($\kappa = 1,4$) je kritický poměr tlaků, při kterém dochází k uvedenému jevu, roven $p_k / p_1 = 0,528$. Toto ovšem platí pouze pro výtokové otvory se zaobleným vstupem (tvar dýzy). Má-li otvor ostré hrany (tvar clony), pak je průtok zpravidla menší než podle vztahu (4) v důsledku kontrakce proudu za otvorem. Se snižováním tlaku p_2 však hmotnostní průtok stále stoupá.

Abychom mohli stanovit vhodný průtokový součinitel k_v , je nejprve třeba vypočítat z naměřených hodnot hmotnostní průtok Q_m . Vyjdeme ze stavové rovnice pro ideální plyn

$$pV = mRT. \quad (6)$$

Po derivaci podle času a formálních úpravách

$$Q_m = \frac{dm}{dt} = \frac{V}{RT} \left(\frac{dp}{dt} - \frac{p}{T} \frac{dT}{dt} \right). \quad (7)$$

Nebudeme-li uvažovat změny teploty, uvedený vztah se dále zjednoduší

$$Q_m = \frac{V}{RT} \frac{dp}{dt}. \quad (8)$$

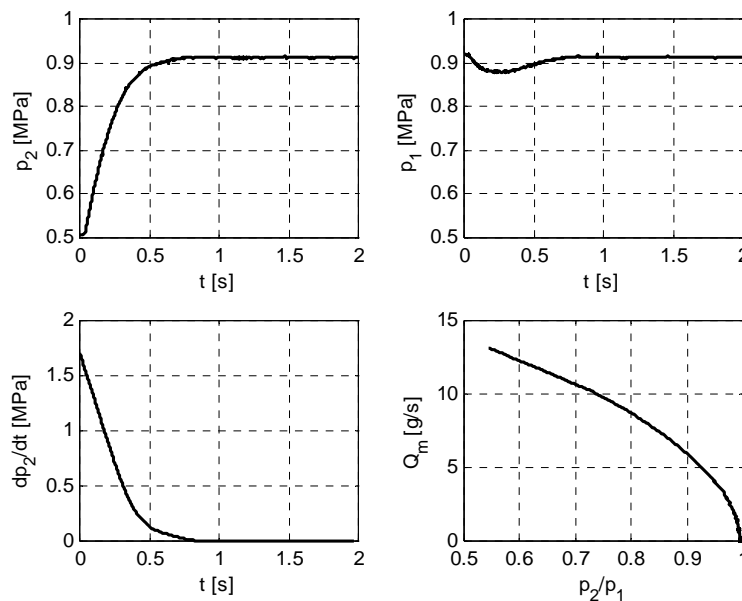
S ohledem na výše uvedené poznatky, byl pro aproximaci vypočtených průtokových charakteristik zvolen jednodušší vztah

$$Q_m = k_{v1} \sqrt{p_1 (p_1 - p_2)}. \quad (9)$$

Pro charakteristiky při napouštění byl použit přímo vztah (9), pro charakteristiky popisující vypouštění do atmosféry se tento vztah formálně modifikuje s uvažováním atmosférického tlaku p_a na výstupu ventilu

$$Q_m = k_{v2} \sqrt{p_2 (p_2 - p_a)}. \quad (10)$$

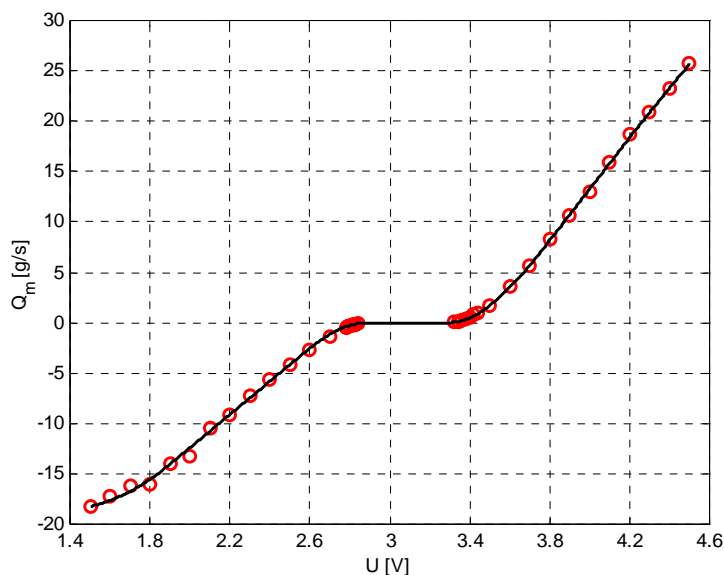
Na obr. 5 jsou uvedeny naměřené průběhy všech sledovaných veličin a výsledný hmotnostní průtok servoventilem vypočtený podle (8) pro řídicí napětí $U = 4$ V (tj. vypouštění do atmosféry). Měření byla provedena pro různé tlakové spády v plném rozsahu řídicího napětí ventilu. Příslušný průtokový součinitel k_v byl nalezen pomocí numerické optimalizace.



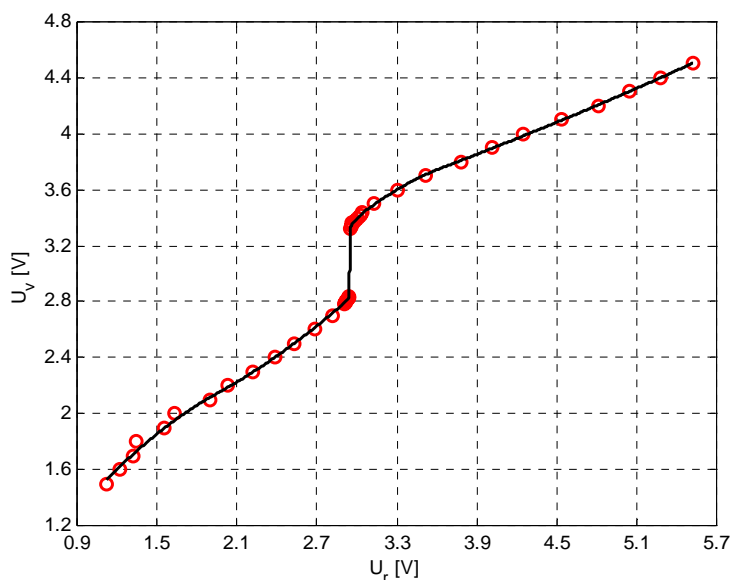
Obr. 5: Experimentálně naměřené průběhy tlaků p_2 a p_1 , aproximovaný průběh dp_2/dt a vypočtený průběh průtoku servoventilem Q_m pro $U = 4$ V

Výsledné hodnoty průtoku Q_m při konstantní hodnotě tlaku v pružině $p_2 = 0,4$ MPa jsou na obr. 6. Od napětí U byla odečtena hodnota 2,95 V, tj. napětí, při kterém byl nulový průtok vzduchu ventilem. Z důvodu zajištění přibližně stejných měřítek na obou osách byl průtok Q_m vypočten v jednotkách dkg/s. Napětí U [V] bylo dále zvoleno za závisle proměnnou a Q_m [dkg/s] za nezávisle proměnnou. Takto získanými body inverzní kompenzační funkce byla na základě optimalizace proložena funkce po úsecích složená z polynomů s kladnými i zápornými mocninami různého stupně (tzv. spline funkce).

Na hranicích jednotlivých úseků aproximační funkce byla splněna spojitost nulté a první derivace. Po přičtení hodnoty 2,95 V (napětí, při kterém je nulový průtok vzduchu ventilem) k závislé i nezávislé proměnné byla získána výsledná inverzní – kompenzační funkce (obr. 7), která je použita v navrhovaném řídicím algoritmu. U_r je napětí na výstupu regulátoru (generovaná akční veličina) a U_v je ovládací napětí ventilu. Na základě popisované kompenzace byla eliminována oblast snížené citlivosti servoventilu na změnu ovládacího napětí v intervalu $U \in (2,8; 3,3)$ V.

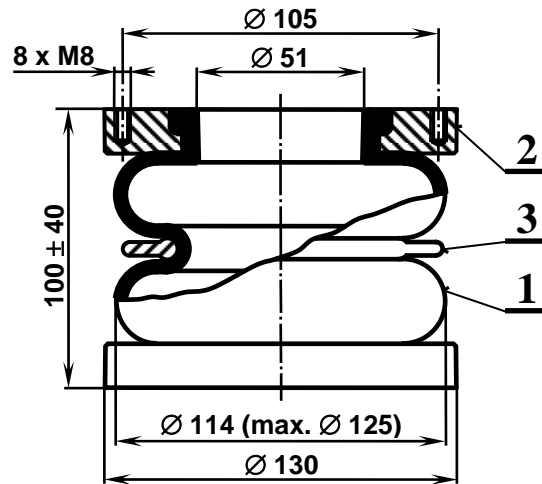


Obr. 6: Závislost průtoku servoventilem na ovládacím napětí při $p_2 = 0,7$ MPa

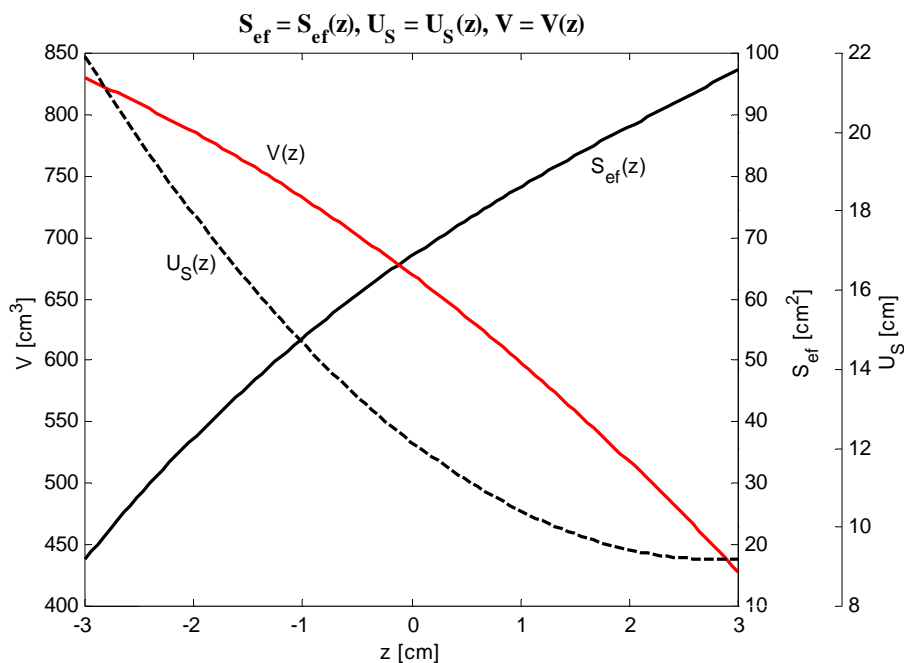


Obr. 7: Kompenzační charakteristika řízení servoventilu

Akčním členem v popisovaném fyzikálním modelu je dvojnásobně rotačně symetrická vlnovcová pneumatická pružina Trelleborg 4 1/2" x 2 (obr. 8, výrobce Rubena Náchod). Do pružiny je podle potřeby pomocí elektricky řízeného servoventilu přiváděn tlakový vzduch nebo je vzduch z této pružiny vypouštěn do okolní atmosféry. Závislost efektivní plochy této pružiny $S_{ef}(z)$, jejího ukazatele $U_S(z) = dS_{ef}(z) / dt$ a objemu $V(z)$ je uvedena na obr. 9.



Obr. 8: Rotačně symetrická vlnovcová pneumatická pružina Trelleborg 4 1/2" x 2:
1 – vlnovec, 2 – příruba, 3 – oddělovací kroužek

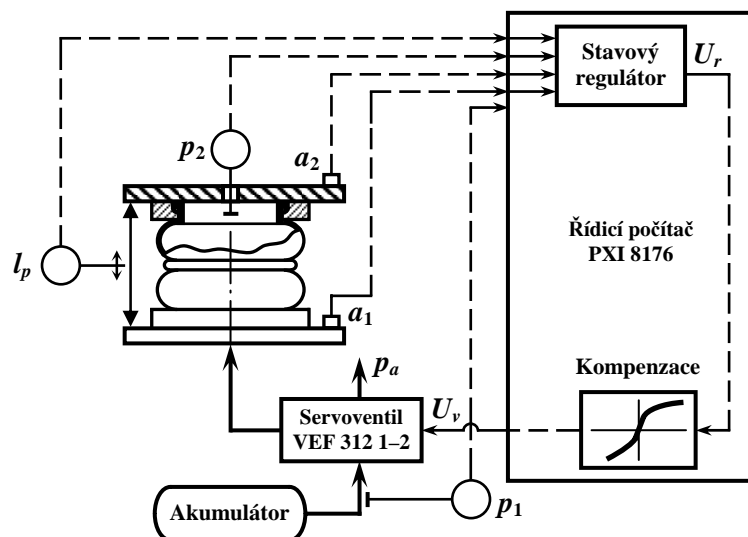


Obr. 9: Geometrické charakteristiky pružiny Trelleborg 4 1/2" x 2 v závislosti
na osově deformaci při počátečním přetlaku $p_{p0} = 0,4$ MPa

3. Realizace aktivního vibroizolačního systému

Vytvoření matematického modelu, který by byl přijatelně přesný a zároveň byl v takovém tvaru, aby jej bylo možné použít jako základ pro návrh řídicího systému, představuje problém, jehož řešení vyžaduje poměrně dlouhý časový horizont. Stávající matematický model (Janeček et al., 2005) příliš neodpovídá skutečnosti, zachycuje ale relativně dobře podstatné vztahy mezi akčními a regulovanými veličinami a bylo možno jej tedy využít při návrhu řídicího systému.

Základem řídicího systému je stavový regulátor s agregací proměnných (obr. 10); jsou v něm využity pouze některé stavové veličiny, tj. a_1 , a_2 , p_2 , příp. l_p . Parametry regulátoru, ve své podstatě váhové koeficienty jednotlivých stavových proměnných, byly prozatím nalezeny pouze na základě ručního seřízení s ohledem na subjektivně posuzovanou kvalitu regulace. Hlavní důraz byl kladen na optimální seřízení v oblasti rezonance, tak aby poměr amplitud budícího a vybuzeného signálu byl přibližně roven jedné. Úkolem regulátoru bylo tedy nahradit vhodnými akčními zásahy činnost tlumiče. Zároveň bylo ale nutné zajistit minimálně zachování vlastností neřízeného systému v nadrezonanční oblasti.

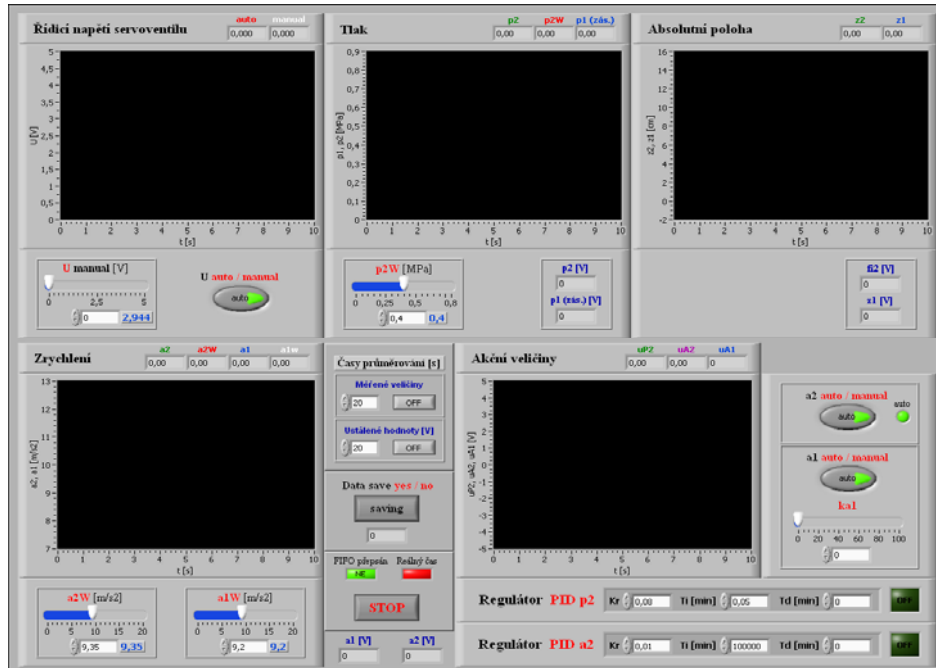


Obr. 10: Schéma regulační struktury se stavovým regulátorem

Vlastní řídicí systém sedačky řidiče byl realizován na číslicovém počítači s operačním systémem reálného času PXI 8176 (výrobce National Instruments, 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 PC pomocí systému LabVIEW, tedy relativně jednoduše a rychle.

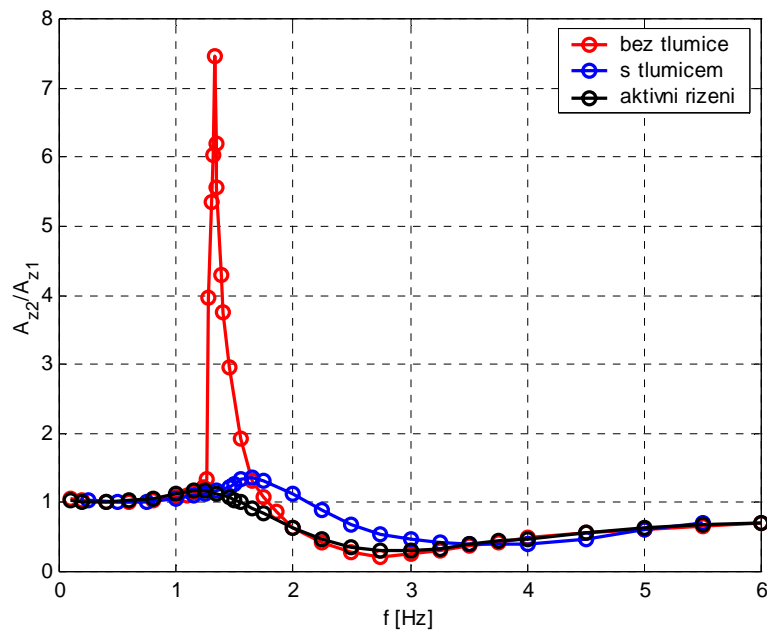
LabVIEW (Laboratory Virtual Instruments Workbench) je grafické vývojové prostředí s bohatými možnostmi pro vytváření aplikací zaměřených do oblasti měření ve všech fázích tohoto procesu, tj. sběru, analýzy a prezentace naměřených dat. Podporuje všechny standardní způsoby sběru dat do počítače (přes různá 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.

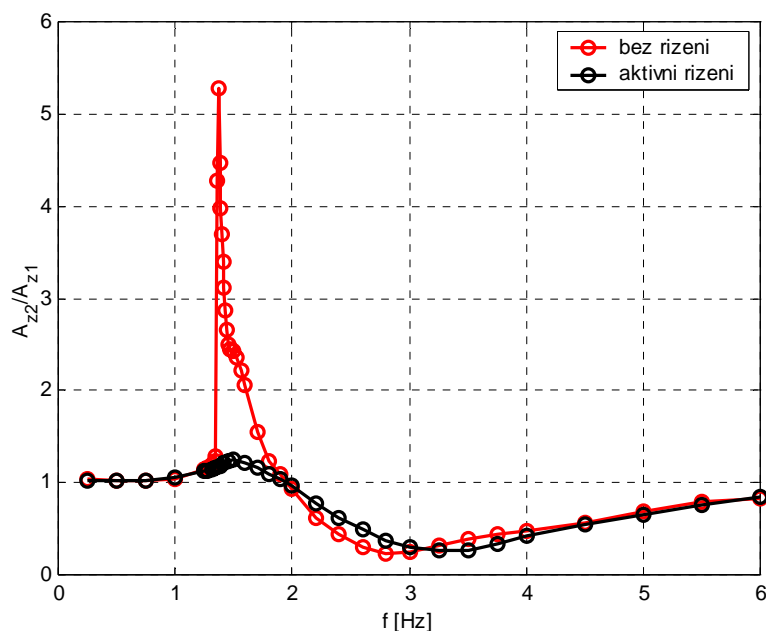
Vytváření VI probíhá ve dvou oknech, v okně čelního panelu (zde jsou rozmístěny jednotlivé ovládací a vizualizační prvky, viz okno aplikace pro řízení vibroizolačního systému sedačky na obr. 11) a v okně blokového diagramu, ve kterém je realizován vlastní algoritmus a také obsluha jednotlivých událostí. Program je v našem případě navíc realizován ve dvou částech – v nekritické (zde jsou prováděny běžné operace, např. zobrazování měřených hodnot, ukládání do souboru, atd.) a v části kritické, ve které se z důvodu značné náročnosti na strojový čas provádí čtení hodnot z jednotlivých kanálů měřicí karty, probíhá vlastní regulace a provádí se i zápis výsledků na výstup. Vzájemné předávání veličin mezi oběma částmi programu je prováděno pomocí posuvných FIFO registrů. Stavový regulátor (viz obr. 10) je realizován v nadstavbovém prostředí Real-Time modulu.



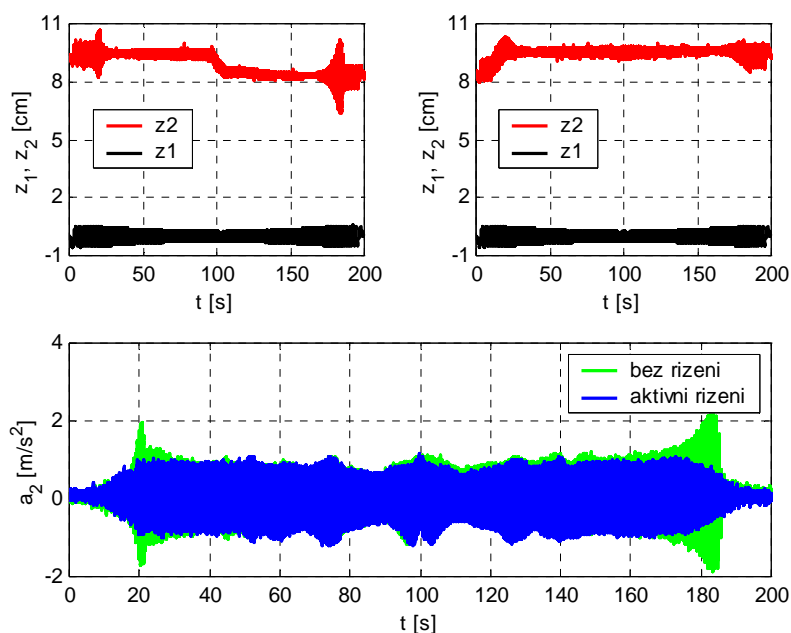
Obr. 11: Čelní panel aplikace pro řízení vibroizolačního systému sedačky

Jak je uvedeno např. v (Záda & Tůma, 2000), tlumiče v nadrezonanční oblasti výsledky regulace spíše zhoršují. Ukazuje se, že je lepší v tomto případě ponechat tlak uvnitř pneumatické pružiny na konstantní hodnotě odpovídající žádané poloze sedačky a regulační ventil uzavřít. Naopak při nižších frekvencích budícího harmonického signálu a malých amplitudách postačuje i klasická polohová PI regulace. Bez problému jsou regulovány dostatečně časově oddělené skoky a poruchové signály ve tvaru impulsů. Žádaná hodnota je ve smyslu střední hodnoty z časového hlediska rovněž dodržena. Na obr. 12 a 13 jsou uvedeny frekvenční charakteristiky sledovaného systému, tj. poměr amplitudy výstupního signálu A_{z2} (sedák) a amplitudy budící funkce A_{z1} (základová deska) v závislosti na frekvenci.

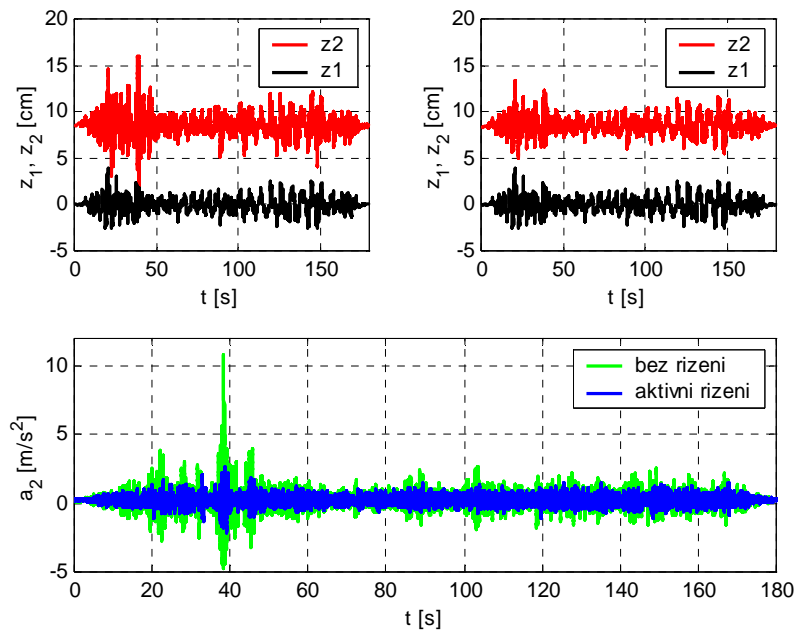
Obr. 12: Frekvenční charakteristiky systému ($M = 51$ kg)

Obr. 13: Frekvenční charakteristiky systému ($M = 73$ kg)

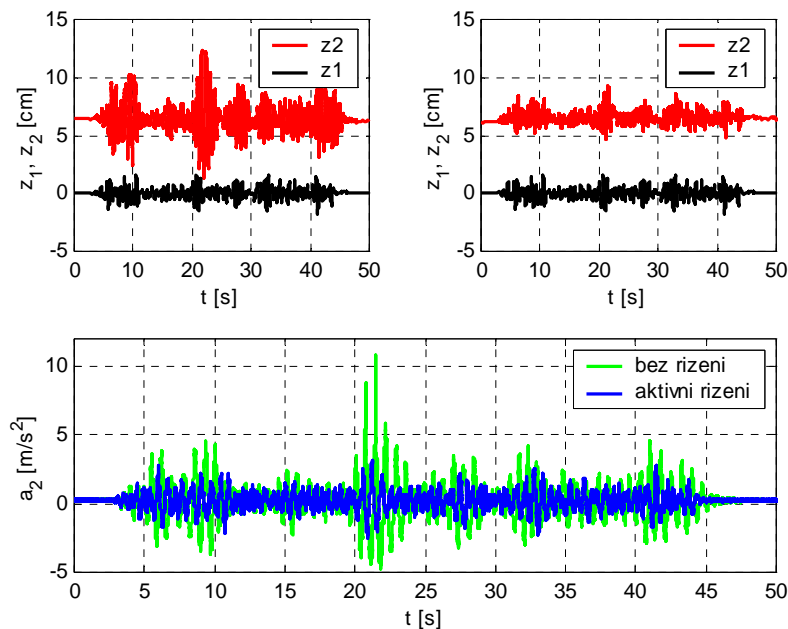
Z uvedených závislostí je patrné, že ačkoli jednotlivé parametry regulátoru nebyly dosud optimalizovány, je výsledek regulace relativně dobrý. V oblasti okolo rezonance dochází k podstatnému utlumení kmitů sedáku, výsledek je dokonce lepší než při použití tlumiče. V nadrezonanční oblasti jsou vlastnosti řízeného systému srovnatelné s vlastnostmi systému bez řízení. Na obr. 14 jsou uvedeny průběhy absolutního zdvihu základu sedačky resp. sedáku neřízeného a řízeného systému a příslušné průběhy zrychlení sedáku při buzení sinovým signálem s proměnnou frekvencí. Frekvence je nejprve lineárně zvyšována od 0 do 8 Hz (čas $t < 100$ s) a následně pak snižována od 8 do 0 Hz (pro $t \geq 100$ s).

Obr. 14: Porovnání neřízeného a řízeného systému – sinus s proměnnou frekvencí ($M = 51$ kg)

Vlastnosti popisovaného algoritmu byly ověřovány i při buzení systému signály náhodného charakteru. Jedná se o reálné signály získané měřením absolutního zdvihu kabiny nákladního automobilu. Signál „LIAZ60“ byl naměřen při jízdě nákladního automobilu LIAZ 400 po běžné vozovce při rychlosti 60 km/h, signál „TATRA“ pak při jízdě nákladního automobilu TATRA T815 po zkušební dráze v závodě výrobce.



Obr. 15: Porovnání neřízeného a řízeného systému – signál „LIAZ60“
(zátěž $M = 73$ kg)



Obr. 16: Porovnání neřízeného a řízeného systému – signál „TATRA“
(zátěž $M = 73$ kg)

4. Závěr

V příspěvku je stručně popsán matematický model sedačky řidiče (Janeček et al., 2005), který byl použit k prvnímu návrhu regulátoru. Jelikož charakteristiky použité vlnovcové pružiny nebyly doposud změřeny, matematický model příliš dobře nepostihuje chování skutečného systému. Řešitelé se domnívají, že popisovaný model bude zapotřebí doplnit o dopravní zpoždění zohledňující vedení mezi ventilem a akčním členem. Analýzou provedených měření bylo dále také zjištěno, že chování systému silně ovlivňují pasivní odpory charakteru tření v použitých kuličkových ložiscích. Při návrhu a aplikaci vhodných řídicích algoritmů byly prozatím jejich parametry nalezeny pouze na základě ručního seřízení a nebyly dosud optimalizovány. V oblasti okolo rezonance dochází k podstatnému utlumení kmitů sedáku, výsledek je dokonce lepší než při použití tlumiče. V nadrezonanční oblasti jsou vlastnosti řízeného systému srovnatelné s vlastnostmi systému bez řízení. Součástí řídicího systému je také kompenzace nelineární charakteristiky použitého elektropneumatického ventilu.

V současnosti je model sedačky řidiče rekonstruován za účelem snížení pasivních odporů. Po této rekonstrukci bude provedena optimalizace řídicích algoritmů nejprve přímo na reálném systému při opakovaném buzení vybranými poruchovými signály. Současně bude také upřesňován matematický model sedačky a na jeho základě bude proveden návrh vhodné regulační struktury.

5. Poděkování

Tato práce vznikla za podpory Ministerstva školství České republiky v rámci výzkumného záměru Fakulty strojní Technické univerzity v Liberci MSM 4674788501 „Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem“.

6. Literatura

- Hanuš, B., Olehla, M., Modrlák (2000) Číslicová regulace technologických procesů: algoritmy, matematicko-fyzikální analýza, identifikace, adaptace. Brno, Vysoké učení technické, ISBN 80-214-1460-X.
- Hauck, M. (2001) Geregelt Dämpfung für Traktor-Fahrersitze. Doktorská disertační práce, Technische Universität Berlin.
- Janeček, B., Kupka, L., Šklíba, J., Apetaur, M., Martonka, R. (2005) On the Problem of the Active Control of the Driver Seat. *Engineering Mechanics*, 12, A1, pp 309-316. ISSN 1210-2717.
- Martonka, R. (2001) Simulace vlivu hlavních nelinearit zjednodušeného modelu sedačky na dynamické vlastnosti. Diplomová práce, Technická univerzita v Liberci, fakulta strojní.
- Noskiewiç, P. (1999) Modelování a identifikace systémů. Ostrava, Montanex, ISBN 80-7225-030-2.
- Vestfálová, M., Středa, I. (2004) Technická dynamika plynů. Technická univerzita v Liberci.
- Záda, V., Tůma, P. (2000) Řízená vibroizolace sedačky řidiče s identifikací poruchy pomocí akcelerometru. Závěrečná výzkumná zpráva KSI, Technická univerzita v Liberci.