

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií

Studijní program: M2612 – Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 3906T001 – Mechatronika

Aktivní vibroizolační systém sedačky řidiče

Active vibration isolation of the driver seat

Diplomová práce

Autor:	Petr Novák
Vedoucí práce:	Doc. Ing. Bedřich Janeček, CSc.
Konzultant:	Prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc. Ing. Libor Kupka

Rozsah práce: počet stran	81
počet obrázků	59
počet tabulek	1
počet příloh	3

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií

Katedra řídicí techniky

Akademický rok: 2006/2007

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: **Petr Novák**

studijní program: M 2612 – Elektrotechnika a informatika

obor: 3906T001 - Mechatronika

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona o vysokých školách č.111/1998 Sb. určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu:

Aktivní vibroizolační systém sedačky řidiče

Zásady pro vypracování:

1. Ve spolupráci s pracovníky Katedry řídicí techniky proveďte měření na stávajícím vibroizolačním systému sedačky řidiče při budících signálech získaných měřením absolutního zdvihu kabiny nákladních automobilů LIAZ a TATRA.
2. Vypracujte program, který statisticky vyhodnotí provedená měření.
3. Proveďte základní měření na rekonstruovaném mechanickém modelu sedačky řidiče.
4. Vytvořte matematický model rekonstruované sedačky a porovnejte jeho chování s provedenými měřeními.

Rozsah grafických prací: podle potřeby dokumentace

Rozsah průvodní zprávy: cca 40 až 50 stran

Seznam odborné literatury:

- [1] Balátě, J.: Automatické řízení. 2. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2004. ISBN 80-7300-148-9
- [2] Noskiewič, P.: Modelování a identifikace systémů. 1. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-7225-030-2
- [3] Kupka, L.: Aktivní řízení vibroizolačního systému sedačky řidiče. [Závěrečná výzkumná zpráva CIEB 2006/7-1.] Liberec: TU, 2006.
- [4] Dejč, M. E.: Technická dynamika plynů. 1. vyd. Praha: SNTL, 1967.
- [5] Preumont, A.: Vibration Control of Active Structures: An Introduction. 2. vyd. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2002. ISBN 1-4020-0496-6

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Bedřich Janeček, CSc.

Konzultant: Prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc.

Ing. Libor Kupka

Zadání diplomové práce: **27. 10 2006**

Termín odevzdání diplomové práce: **18. 5. 2007**

L.S.

.....
Vedoucí katedry

.....
Děkan

V Liberci dne 27. 10. 2006

Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé diplomové práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom(a) toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Doc. Ing. Bedřichu Janečkovi CSc. a konzultantu Ing. Liboru Kupkovi za cenné rady, výjimečnou podporu a odborné vedení.

Zároveň děkuji svým rodičům za jejich podporu a pevné zázemí během celého mého studia.

ABSTRAKT

Diplomová práce si klade za cíl seznámit čtenáře s výzkumným projektem aktivního vibroizolačního systému sedačky řidiče, zvláště s jeho částí – rekonstruovaným laboratorním modelem sedačky. Vyvinuté laboratorní modely sedačky byly umístěny na hydraulickém zkušebním válci. Místo řidiče jsou na těchto modelech umístěna závaží. Úkolem diplomové práce je porovnání dynamického chování rekonstruovaného laboratorního modelu sedačky s jeho předchozí konstrukční verzí. Následující částí diplomové práce je vypracování programu pro statistické zpracování naměřených dat, jejich vyhodnocení a vytvoření matematického modelu rekonstruovaného laboratorního modelu sedačky. Matematický model výpočtově ověřit v prostředí Matlab.

Motivací projektu je ověření možnosti zpětnovazebního řízení fyzikálního modelu sedačky, osazené pouze pružící pneumatickou jednotkou, tj. bez tlumiče. Základními požadavky na vibroizolační systém sedačky jsou jeho uspokojivé vlastnosti při zatížení odpruženou hmotou v intervalu 40 až 120 kg a dále možnosti změny nastavení základní výškové polohy sedadla. Uvedené uspokojivé vlastnosti - různé požadavky na kvalitu regulace budou upřesňovány při ověřování sedačky v kabině automobilu nebo pracovního stroje. Kvalitu regulace je možno posuzovat též na základě výsledků vypracovaného programu pro statistické zpracování naměřených dat.

Klíčová slova: vibroizolace, model sedačky, matematický model, identifikace, měření

ABSTRACT

The diploma thesis poses for an objective to introduce a research project of an active vibration isolation system of the driver seat, particularly with its part – a reconstructed laboratory model of the seat, to the reader. The developed laboratory models of the seat have been placed on a hydraulic testing cylinder, instead of driver are there placed a weights on the model. The objective of the diploma thesis is a comparison of dynamic performance of the reconstructed laboratory model with the previous version. Next part of the diploma thesis is to design a computer program for statistical processing of measured data, its evaluation and creating a mathematical model of the reconstructed laboratory physical model of the driver seat. Mathematical model computationally verify in Matlab.

Motivation to the project is verifying the possibility of a feedback control of the driver seat physical model equipped with a pneumatic spring and without use of any damper. Basic demands on the vibration isolation model of the driver seat are its satisfying characteristics for drivers mass in interval from 40 to 120 kg and also a possibility of changing a setup of base a vertical position of the seat. Stated satisfying characteristics – different demands on the quality of control will be specified with testing the driver seat at cabin of an automobile or a work-machine. It is possible to review the quality of the regulation on base of results from created computer program for statistical processing of measured data.

Keywords: vibration isolation, model of the driver seat, mathematical model, identification, measuring

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	9
ÚVOD	11
1. PNEUMATICKÉ VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY	13
1.1 STRUKTURA SOUSTAV	13
1.2 MATEMATICKÝ MODEL VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY	14
1.3 PRVKY MATEMATICKÉHO MODELU MECHANICKÉ SOUSTAVY	14
1.3.1 Hmotný bod.....	15
1.3.2 Zdroj síly a rychlosti	15
1.3.3 Pružina.....	15
1.3.4 Tlumič	16
1.3.5 Rotační prvky.....	16
1.4 SPECIFIKA MODELOVÁNÍ PNEUMATICKÝCH SYSTÉMŮ	16
1.5 PNEUMATICKÉ PRUŽINY	17
1.5.1 Vlnovcové pneumatické pružiny.....	18
1.5.2 Vakové pneumatické pružiny.....	18
1.5.3 Hadicové pneumatické pružiny	19
1.5.4 Membránové pneumatické pružiny	19
1.5.5 Kombinované pneumatické pružiny	20
1.6 PNEUMATICKÉ VENTILY	21
1.6.1 Průtoková rovnice servoventilu.....	24
2. EXPERIMENTÁLNÍ MECHANICKÉ MODEL Y SEDAČKY ŘIDIČE	26
2.1 MODEL SEDAČKY ŘIDIČE S PARALELOGRAMOVÝM RÁMEM	26
2.2 MODEL SEDAČKY S PŘÍMÝM VEDENÍM	28
2.3 MODEL SEDAČKY S NŮŽKOVÝM MECHANISMEM KAMAZ	31
3. STATISTICKÝ VYHODNOCO VÁCÍ PROGRAM.....	33
4. PRACOVÍŠTĚ PRO MĚŘENÍ EXPERIMENTÁLNÍCH MODELŮ SEDAČEK A POUŽITÉ SENZORY	36
5. MĚŘENÍ NA EXPERIMENTÁLNÍCH MECHANICKÝCH MODELECH SEDAČEK.....	37
5.1 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK SEDAČKY S PŘÍMÝM VEDENÍM	37
5.2 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK SEDAČKY S NŮŽKOVÝM MECHANISMEM	52
6. MATEMATICKÝ MODEL SEDAČKY ŘIDIČE S NŮŽKOVÝM MECHANISMEM	61
6.1 ZÁKLADNÍ POPIS MATEMATICKÉHO MODELU.....	61
6.2 IDENTIFIKACE PNEUMATICKÉ VLNOCOVÉ PRUŽINY TRELLEBORG 2 3/4" X 3	62
6.2.1 Měření charakteristik pneumatické pružiny.....	64
6.3 IDENTIFIKACE PNEUMATICKÉHO SERVOVENTILU	68
6.4 MATEMATICKÝ MODEL	72
7. ZÁVĚR.....	76
SEZNAM OBRÁZKŮ	78
LITERATURA.....	80
SEZNAM PŘÍLOH.....	81

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a	m s^{-2}	zrychlení;
a_1	m s^{-2}	zrychlení základny sedačky;
a_2	m s^{-2}	zrychlení sedáku;
B		součinitel průtoku přes hranu šoupátka;
b	N s m^{-1}	viskózní tlumení;
$D(X)$		rozptyl náhodné veličiny;
d	m	průměr;
$d a_1$	m s^{-3}	časová změna zrychlení základny sedačky;
$d a_2$	m s^{-3}	časová změna zrychlení sedáku;
$E(X)$		střední hodnota veličiny;
F	N	síla;
F_{rd}	N	dorazová síla;
f		funkce;
	Hz	frekvence;
f_{re}	Hz	rezonanční frekvence;
f_v	Hz	vzorkovací frekvence;
g	m s^{-2}	tíhové zrychlení;
J	kg m^2	moment setvačnosti;
j		posloupnost celých nezáporných čísel;
k	N m^{-1}	tuhost pružiny;
k_d	N s m^{-1}	viskózní tlumení – koeficient tlumiče;
k_{v1}		koeficient napouštění servoventilem;
k_{v2}		koeficient vypouštění servoventilem;
l_d	m	délka tlumiče;
l_p	m	délka pružiny;
l_u	m	vzdálenost spodního závěsného bodu (třmenu) pružiny od rotačního uložení kyvného ramene;
M	kg	hmotnost sedáku a řidiče (části lidského těla);
M_k	N m	točivý moment;
m		stupeň polynomu;
	kg	hmotnost (sedáku);
n		mocnina;
P_{a1}	$\text{m}^2 \text{s}^{-4}$	spektrální výkonová hustota zrychlení základny sedačky;
P_{a2}	$\text{m}^2 \text{s}^{-4}$	spektrální výkonová hustota zrychlení sedáku;
P_{z1}	m^2	spektrální výkonová hustota zdvihu základny sedačky;
P_{z2}	m^2	spektrální výkonová hustota zdvihu sedáku;
p	Pa	absolutní tlak;
p_1	Pa	přetlak vzduchu v zásobníku (vzduchojemu);
p_2	Pa	přetlak vzduchu v pneumatické pružině;
p_{2m}	Pa	simulovaný přetlak vzduchu v pneumatické pružině;
p_a	Pa	atmosférický tlak vzduchu;
p_i		pravděpodobnost;
p_p	Pa	přetlak vzduchu v měchu pružiny;
p_0	Pa	počáteční tlak vzduchu v měchu pružiny;
Q_m	kg s^{-1}	hmotnostní průtok;
R	$\text{JK}^{-1} \text{mol}^{-1}$	universální plynová konstanta;
r_d	m	délka ramena tlumiče;
r_m	m	délka ramena mechanismu; délka kyvného ramena;

S_{ef}	m^2	efektivní plocha;
s		výběrová směrodatná odchylka;
T	$^{\circ}K$	teplota;
t	s	čas;
U	V	řídící napětí servoventilu;
U_0	V	řídící napětí servoventilu při střední poloze šoupátka;
U_r	V	napětí na výstupu z regulátoru;
U_v	V	ovládací napětí servoventilu;
V	m^3	objem pružiny; objem vzduchu v pružině;
V_0	m^3	počáteční objem vzduchu v pružině;
v	$m\ s^{-1}$	rychlost;
W_k	J	kinetická energie;
w	m	deformace v obecném směru;
X		souřadná osa;
x	m	souřadnice ve směru osy X; dráha;
x_{SV}	m	poloha šoupátka servoventilu;
x_{SV0}	m	počáteční poloha šoupátka servoventilu;
$\bar{x}$		aritmetický průměr;
Y		souřadná osa;
y	m	souřadnice ve směru osy Y;
y_d	m	poloha rotačního uložení kyvného ramene ve směru osy Y;
Z		souřadná osa;
z	m	souřadnice ve směru osy Z; deformace resp. zdvih ve směru osy Z;
z_1	m	absolutní zdvih základny sedačky;
z_2	m	absolutní zdvih sedáku;
z_{2m}	m	simulovaný zdvih sedáku;
z_{2r}	m	relativní zdvih sedáku;
α		ztrátový součinitel;
δ	$m\ N^{-1}$	poddajnost pružiny;
δ'	s^{-1}	konstanta tlumení;
ξ_0	rad	úhel natočení spodního závěsného bodu (třmenu) pružiny;
ξ	rad	okamžitá hodnota úhlu natočení kyvného ramene;
φ	rad	úhel mezi kyvným ramenem a ramenem tlumiče;
ρ	$kg\ m^{-3}$	hustota;
ω	$rad\ s^{-1}$	úhlová frekvence.

ÚVOD

Vibroizolace má široké uplatnění v celém spektru technických oborů. Od izolace vibrací pracovních strojů, z důvodů přesnosti výroby, životnosti zařízení a bezpečnosti. Přes stavebnictví, kde je třeba zabránit negativním důsledkům vibrací na stavbu, optiku, lékařství a obecně všechny aplikace, kde vibrace mohou způsobit chyby měření, či poruchy systému. Tato diplomová práce se zabývá vibroizolací v dopravě, přesněji v dopravních strojích. Vibrace zde mají negativní vliv na životnost zařízení, bezpečnost, zdraví, komfort a vlastní obsluhu. Vibracemi v tomto oboru se zabývají také hygienické normy (ISO/DIS 2631), které se snaží omezit dlouhodobou zdravotní zátěž řidičů pracovních strojů, jako jsou nákladní vozidla, autobusy apod. V prostředí, ve kterém se tyto stroje pohybují, již nestačí jen vibroizolace poskytnutá podvozkem, ale je třeba vozidlo osadit také kvalitním odpruženým sedadlem. To musí být anatomické, přizpůsobitelné řidiči i vozidlu a regulovatelné.

Naprostá většina systémů pohlcení vibrací v oblasti sedadel pracovních strojů je pasivní nebo s jednoduchou mechanickou polohovou regulací. Vychází z klasické koncepce paralelně uložené pružiny a tlumiče mezi základnou a sedákem. Tyto systémy jsou již dostatečně popsány a v oblasti rezonance poskytují uspokojivé výsledky. Nad touto oblastí, ale vlivem osazeného tlumiče, nefungují uspokojivě. Předmětem této diplomové práce je spolupráce na projektu, kde je klasický tlumič vynechán a systém tlumení a pružení zastává řízená pneumatická pružina. Tento postup je nový a vyplynul z faktu, že klasické řídicí algoritmy nevykazují uspokojivé výsledky při řízení systému s tlumičem.

Vibroizolační systém sedačky řidiče je obvykle založen na paralelogramovém rámu do nějž je zasazena dvojice pružícího a tlumícího prvku. Jako pružící prvek se většinou používá pneumatická pružina vlnovcová, hadicová nebo vaková a pro tlumení je použit hydraulický tlumič. Z této konstrukce vychází mnoho, v současnosti používaných, řídicích algoritmů. Ty jsou založeny na principu řízení tlumícího prvku nebo pružícího prvku, které silově působí mezi základnou a sedákem řidiče. Tento typ konstrukce obvykle poskytuje uspokojivé výsledky izolace vibrací v oblasti rezonance sedačky, ale při vyšších frekvencích poruch nad rezonanční oblastí nastávají problémy, způsobené osazeným tlumičem. Proto byla navržena konstrukce vibroizolačního systému sedačky založená pouze na pneumatické vlnovcové pružině přímo usazené

mezi základnou a sedadlem řidiče a pro ni byl vyvinut a dále je optimalizován, algoritmus řízení.

1. PNEUMATICKÉ VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY

1.1 STRUKTURA SOUSTAV

Pneumatické vibroizolační soustavy se obvykle skládají ze základny a izolovaného objektu. Ten izoluje tlumič vibrací spolu s pneumatickou pružinou, jejíž zdvih ovládá regulátor. Z důvodů stability bývá celé ústrojí usazeno ve vodícím mechanismu. Dalšími součástmi bývá zásobník stlačeného vzduchu, ventil, regulátor a aby nedošlo k poškození zařízení, jsou osazeny pružné horní a spodní dorazy, přičemž spodní je řešen jako pevný výstupek či tyč s pryžovým dorazem a horní bývá z pevného popruhu.

Stabilní klidovou polohu izolovaného objektu od základny H_m určuje tzv. statická výška pneumatické pružiny $H(0)$, při které má pružina nulovou velikost deformace $w = 0$. Statická výška pružiny je dána přetlakem vzduchu $p_p(0)$ uvnitř měchového vaku, který vyvozuje silové předpětí $F(0)$ při klidovém objemu $V(0)$. Poměr silového předpětí $F(w)$ a přetlaku vzduchu $p_p(w)$ uvnitř pružiny, pro obecnou míru deformace, udává tzv. efektivní plochu pneumatické pružiny $S_{ef}(w)$, tedy:

$$S_{ef}(w) = \frac{F(w)}{p_p(w)} \quad (1)$$

Pro $w = 0$ dostaneme $S_{ef}(0)$ ekvivalentní statické výšce pneumatické pružiny a tedy i stabilní klidové poloze objektu. Potřebný přetlak pro zvolené $H(0)$ dodá automatický regulátor polohy. Vzorec pro výpočet tohoto přetlaku $p_p(w)$, viz např. [1], získáme úpravou rovnice pro změnu stavu vzduchu:

$$p_p(w) = (p_p(0) + p_a) \left[\frac{V(0)}{V(w)} \right]^n - p_a \quad (2)$$

Kde p_a označuje atmosférický tlak a n exponent změny stavu vzduchu, který považujeme za ideální plyn a pohybuje se v intervalu $0 < n < 1,4$.

Tlumiče vibrací bývají hydraulické a převádějí energii kmitavého pohybu na teplo. Jejich vlastností je obvykle nelineární průběh rychlosti deformace a z toho vyplývající obtíže jejich logického řízení.

Dohromady tvoří pneumatické pružiny a tlumiče vibrací pasivní část vibroizolační soustavy. Aktivní část zastupují regulátory, servoventily a řídicí logika.

1.2 MATEMATICKÝ MODEL VIBROIZOLAČNÍ SOUSTAVY

Matematický model je účinný nástroj umožňující zkoumat vlastnosti a strukturu vyšetřovaného objektu. S jeho pomocí můžeme provádět simulace bez potřeby reálného zařízení a bez všech rizik spojených se skutečnými experimenty. Zavedení počítačové simulace přináší mnohé výhody jako např. zrychlení doby vývoje, snížení nákladů na vývoj a větší efektivitu v návrhu zařízení.

Tvorba matematického modelu představuje nalezení pohybové rovnice jež popisuje vztahy mezi pohybem a silami působícími na jednotlivé části objektu. Tuto problematiku velmi dobře popisuje například Doc. Ing. Noskievič, CSc. v [2]. Pokud se jedná o model se soustředěnými parametry považujeme všechny hmotnosti soustředěné do hmotných bodů, všechna tělesa bereme za dokonale tuhá. Jejich skutečné vlastnosti jako tlumení a poddajnost rovněž považujeme za soustředěnou vlastnost. Jedná-li se o model se spojitě rozloženými parametry, takové systémy se označují také jako kontinuum, považujeme hmotnost, tuhost, či jiný parametr za spojitě rozložený. Tento druh modelů lze vyjádřit pomocí parciálních diferenciálních rovnic.

Jednotlivé parametry rovnice nalezneme buďto v dokumentaci vyšetřovaného zařízení nebo experimentálně, identifikací jednotlivých částí modelu. Sestavení pohybové rovnice lze provést pomocí známých postupů:

- d'Alembertovým principem
- Lagrangeovými rovnicemi 2. druhu
- pomocí druhého Newtonova zákona.

1.3 PRVKY MATEMATICKÉHO MODELU MECHANICKÉ SOUSTAVY

Jednotlivé stavební prvky matematického modelu se soustředěnými parametry představují při rovnoměrném přímočarém pohybu hmotný bod, zdroj síly, zdroj rychlosti, pružinu a tlumič. Pro rotační pohyb soustavy jsou to kotouč, zdroj momentu a úhlové rychlosti, torzní pružinu a torzní tlumič. Modely se soustředěnými parametry umožňují řešit i složité mechanické systémy

1.3.1 HMOTNÝ BOD

Hmotný bod je soustředěná hmotnost tělesa umístěná v jeho těžišti a vyjadřuje setrvačné účinky tělesa.

Při působení vnější síly F na hmotný bod platí pohybová rovnice:

$$m \cdot a = F \quad (3)$$

vyjádříme-li zrychlení a jako druhou derivaci dráhy, dostaneme:

$$m \cdot \ddot{x} = F \quad (4)$$

při rychlosti v je pak kinetická energie pohybujícího se bodu:

$$W_k = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad (5)$$

1.3.2 ZDROJ SÍLY A RYCHLOSTI

Zdroj síly vyjadřuje účinky vnějších sil na hmotný bod. Zdroj rychlosti vystihuje pohyb hmotného bodu danou rychlostí.

1.3.3 PRUŽINA

míra stlačení pružiny vzhledem k její tuhosti udává sílu již na pružinu působíme:

$$F_k = k \cdot x \quad (6)$$

Tuhost pružiny označujeme jako k . Její převrácená hodnota vyjadřuje poddajnost:

$$\delta = \frac{1}{k} \quad (7)$$

Potenciální energii stlačené pružiny udává vzorec:

$$W_p = \frac{1}{2} k \cdot x^2 \quad (8)$$

1.3.4 TLUMIČ

Na tlumič působí síla úměrná součinu rychlosti pohybu a viskózního tlumení:

$$F_b = b.v \text{ ,} \quad (9)$$

respektive, vyjádříme-li rychlost derivací dráhy:

$$F_b = b.\dot{x} \text{ .} \quad (10)$$

Energie uložená do tlumiče se přemění na energii tepelnou, jde však vyjádřit vztahem:

$$W_t = \frac{b.v^2}{4\delta'} \text{ ,} \quad (11)$$

kde $\delta' \left[\frac{1}{s} \right]$ vyjadřuje konstantu tlumení.

1.3.5 ROTAČNÍ PRVKY

Prvky rotačních soustav jsou analogií k prvkům soustav pohybujícím se rovnoměrně přímočaře. A veličina, jako točivý moment, je analogií k síle. Úhel, úhlová rychlost a úhlové zrychlení jsou paralelou k dráze, rychlosti a zrychlení. Následující vztahy popisují chování těchto soustav:

Pohybová rovnice kotouče je:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M \text{ ,} \quad (12)$$

kde J je moment setrvačnosti.

Torzní pružina vyjadřuje moment úměrný k jejímu zkroucení:

$$M_k = K.\varphi \text{ ,} \quad (13)$$

kde K je torzní tuhost.

Torzní tlumič má moment roven součinu tlumení a úhlové rychlosti:

$$M_b = b.\omega \text{ .} \quad (14)$$

1.4 SPECIFIKA MODELOVÁNÍ PNEUMATICKÝCH SYSTÉMŮ

Jelikož je zkoumaná vibroizolační soustava založena na pneumatické pružině, je třeba uvést některá specifika pneumatických systémů.

Pracovním médiem pneumatických zařízení jsou, jak již z názvu vyplývá, plyny, v naprosté většině případů jde o vzduch. Ten má výhodu, že jde o „čisté“ médium, které je možné vypustit do ovzduší a konstrukce systémů je jednodušší, protože odpadá nutnost zpětných vedení. Dále jde o bezpečnější systémy, jelikož oproti systémům hydraulickým jsou pracovní tlaky nižší.

Nevýhodou pneumatických systémů a též hlavními specifiky, s nimiž je třeba kalkulovat při modelování, jsou změna teploty a stlačitelnost pracovního média.

Na rozdíl od hydraulických systémů je teplota v pneumatických soustavách důležitým parametrem. Udává míru vnitřní energie plynu a mění se v důsledku změny mechanické energie na tepelnou.

Díky stlačitelnosti plynů je odezva pneumatických systémů pomalejší než je tomu u hydraulických. Změny hustoty média musí být zahrnuty do matematického modelu.

Celkově musí být u modelování systémů založených na plynovém médiu bráno v úvahu více stavových veličin. Uvažují se zákony mechaniky tekutin i zákony termomechaniky. Sledují se všechny základní veličiny ze stavové rovnice pro ideální plyn:

$$p.V = m.R.T \quad (15)$$

a jejich vzájemná interakce. Nejdůležitějším parametrem je však stále tlak, jenž uvozuje sílu, která koná námi požadovanou práci.

1.5 PNEUMATICKÉ PRUŽINY

Vzduchové pružiny se používají všude tam, kde je nutné potlačit vznikající rázy a vibrace. Nacházejí využití v nápravách nákladních automobilů, autobusů, trolejbusů i u kolejových vozidel a používají se také pro odpružené sedačky řidičů takovýchto vozidel. Dále se používají pro pružné uložení pracovních strojů, kde hrozí šíření vibrací a rázů do okolí (buchary, lisy, textilní stavy, atd.) a také například v autoservisech na zvedácích. V laboratořích se používají pro vibroizolaci měřících a jiných přístrojů [3] [4].

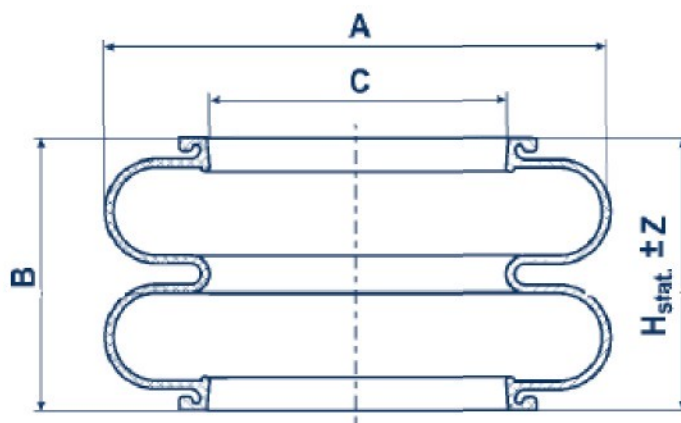
Pneumatické pružiny bývají většinou rotačně symetrické a skládají se z pryžového měchu armovaného kordovými nitěmi o různém tvaru podle konstrukce, dvou přírub z čehož v jedné je přívod vzduchu, dvou upínacích patkových kroužků a výztužných ocelových kruhů.

Pružiny se montují samostatně nebo v panelech, aby se dosáhlo potřebné nosnosti a vzduch je do nich přiváděn buďto jednotlivě do každé zvlášť nebo centrálně, přičemž ke zdroji tlakového vzduchu se dává redukční ventil.

Vzduchové pružiny, se podle konstrukce a tvaru, dělí na několik druhů.

1.5.1 VLNOVCOVÉ PNEUMATICKÉ PRUŽINY

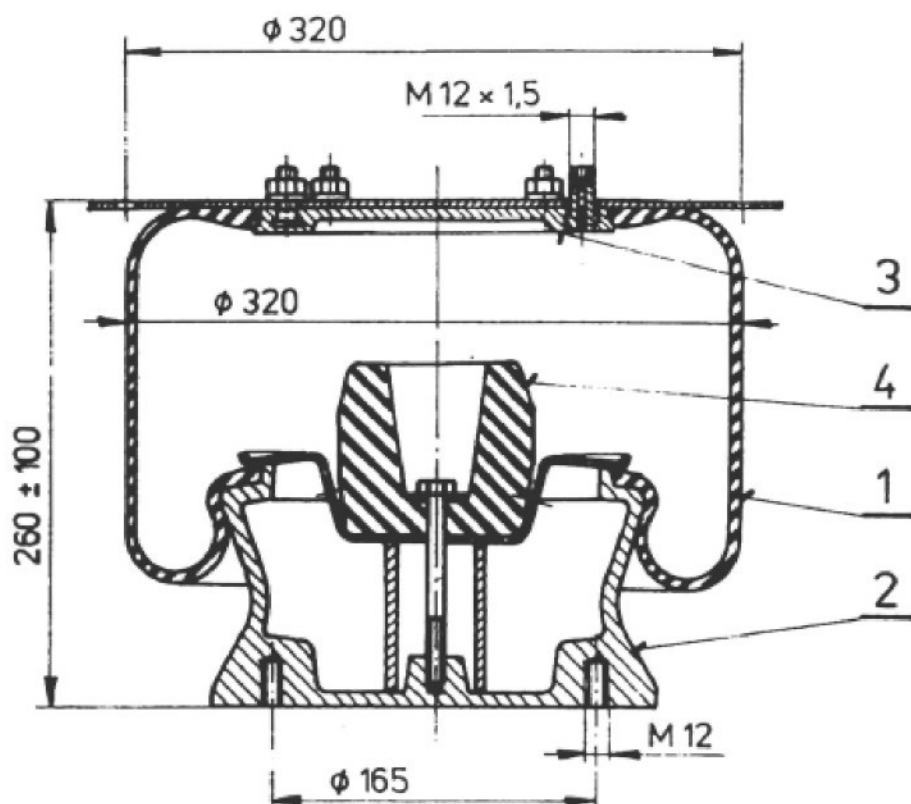
Tyto pružiny jsou obvykle kruhového tvaru, ale vyrábí se také obdélníkové a mají jednu až čtyři vlny oddělené výztužnými kroužky. Pružiny, které mají dvě a více vln, nemají příliš velkou příčnou tuhost a odpružený objekt je proto potřeba vést. Dosedací plochy nemusí být pouze rovnoběžné.



Obr. 1: Vlnovcová pneumatická pružina Rubena, Zdroj: [3]

1.5.2 VAKOVÉ PNEUMATICKÉ PRUŽINY

Vakové pružiny se skládají z válce, pístu a pryžového vaku, který může být volný nebo zpevněný obvodovou bandáží. Dosedací plochy mohou být rovnoběžné i různoběžné a zatěžovány mohou být osově i příčně. Jejich nevýhodou, pro logické řízení, je jejich silná nelinearita daná „převlékáním“ gumového vaku přes sebe sama při přiváděném tlaku a je daná vlastnostmi pryžového kordu v ohybu.



Obr. 2: Vaková pneumatická pružina bez bandáže Taurus 260x340

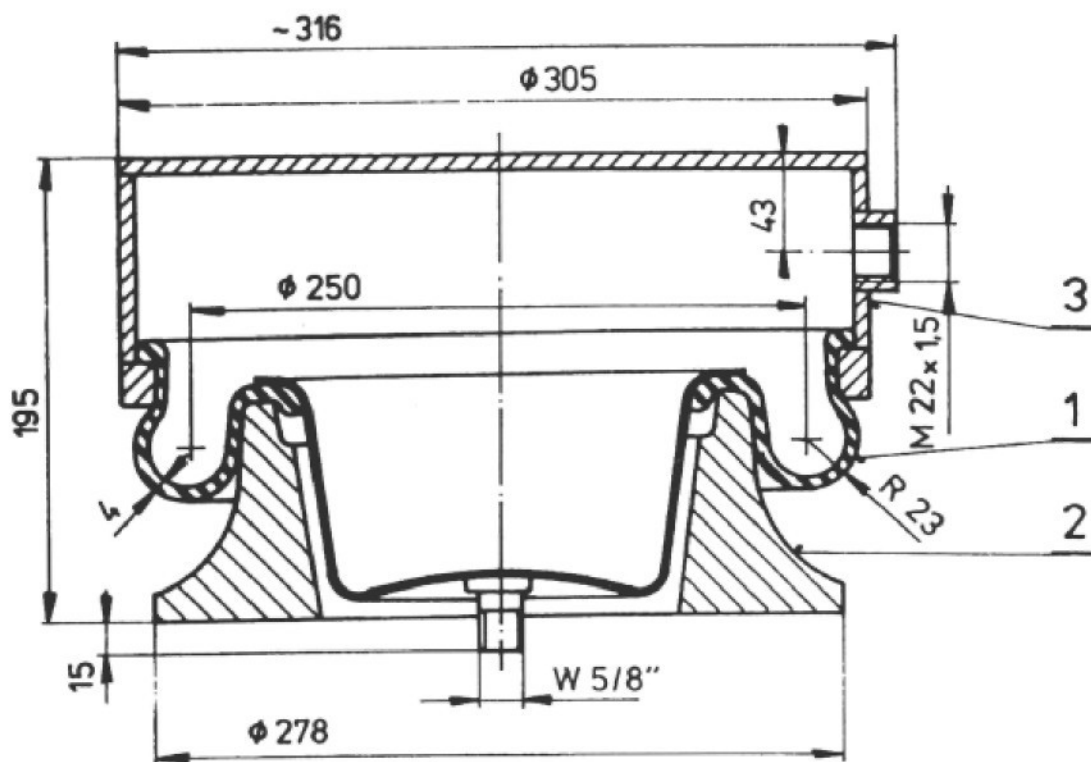
1 – vak, 2 – píst, 3 – příruba, 4 – doraz, Zdroj: [1]

1.5.3 HADICOVÉ PNEUMATICKÉ PRUŽINY

Hadicové pružiny jsou obdobou vakových. Mají měch válcového tvaru a liší se absencí koncových patek. Požadovaný tvar nabývají přetlakem.

1.5.4 MEMBRÁNOVÉ PNEUMATICKÉ PRUŽINY

Tyto pružiny se deformují především osově, pouze v menší míře příčně a proto jsou v osovém směru značně tuhé a izolovaný objekt nepotřebuje další vedení směru zdvihu. Dosedací plochy přírub mohou být jako rovnoběžné, tak i různoběžné. Označují se také jako „půlvlnové“ [1].



Obr. 3:

Obr. 3: Membránová pneumatická pružina 1x60-1 (Saga-Pirelli, Itálie)

1 – membrána, 2 – píst, 3 – válec, Zdroj: [1]

1.5.5 KOMBINOVANÉ PNEUMATICKÉ PRUŽINY

Jsou zhotoveny spojením z částí vlnovcové a z částí vakové nebo membránové pružiny.

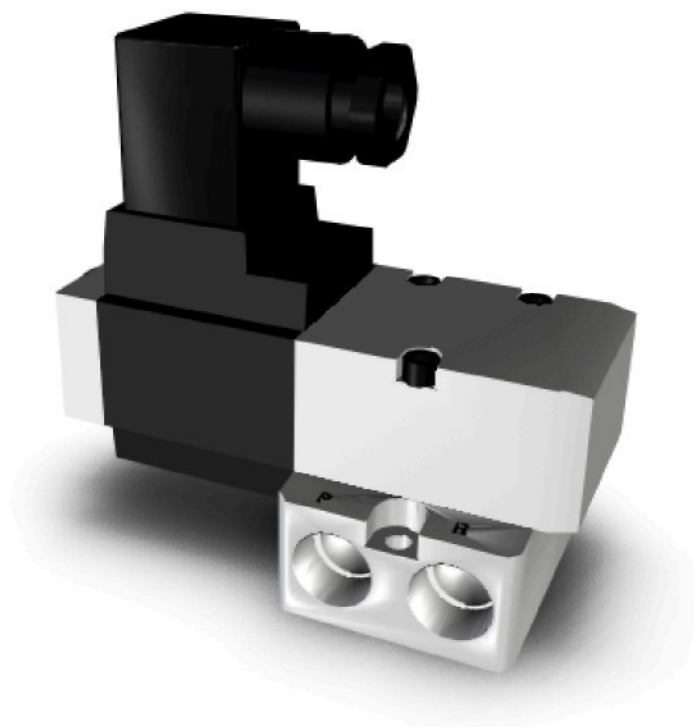
Pneumatické pružiny lze použít do maximálního provozního tlaku $p_{\max}$, který se liší na základě konstrukce a velikosti pružiny. Pro práci je potřeba obvykle minimální provozní přetlak 100 kPa, pro hadicové pružiny to bývá až 200-300 kPa, teprve pak mají správný funkční tvar. Při dané statické výšce $H(0)$ může být pracovní tlak až 700 nebo 1000 kPa. A k poškození měchu dochází až při tlacích 2500 kPa a vyšších. Pro případ náhlé ztráty tlaku bývají osazeny pryžovými dorazy, aby se předešlo styku s kovovými částmi a případnému proražení gumové části. Jejich pryžový povrch by také neměl přijít do styku s žádnými horkými díly ani s látkami pocházejícími z ropy.

Výhodou pneumatických pružin je, při dosažitelném výkonu, nízká vlastní hmotnost i rozměry. A ve srovnání s ocelovými pružinami, zároveň také jejich vyšší životnost a potažmo také životnost vlastního izolovaného objektu.

Nevýhodou je z technologických důvodů nemožnost nasazení na velmi malé zátěže.

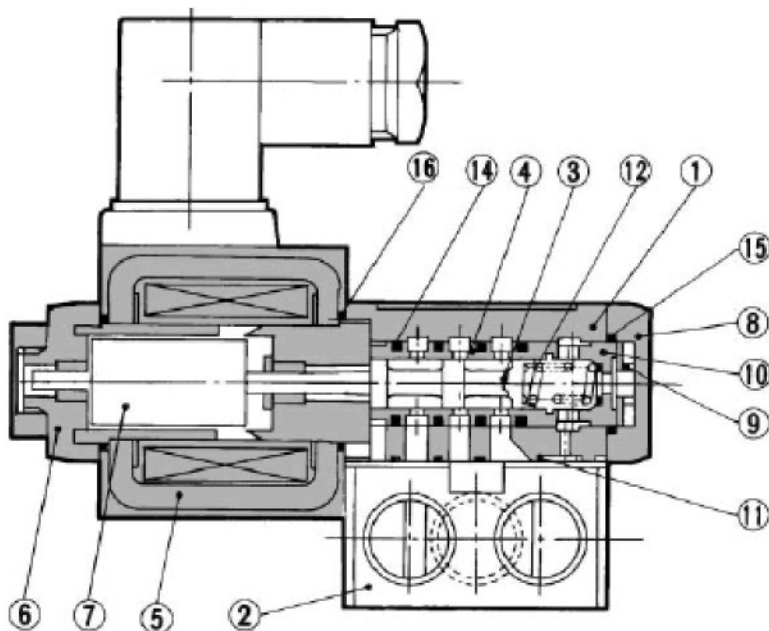
1.6 PNEUMATICKÉ VENTILY

Servoventily jsou zařízení v nichž zadané vstupní hodnotě signálu přesně odpovídá řízená výstupní veličina. K dosažení této funkce je třeba stále kontrolovat výstupní parametry a porovnávat je s požadovanou hodnotou. V případě rozdílu hodnot následuje okamžitá korekce. Popsaná vlastnost je realizována zpětnou vazbou, která je základním principem servomechanismů. Další vlastností servomechanismů je řízení velkého výstupního výkonu malým řídicím výkonem. Zesílení probíhá v jednom nebo více stupních. Vstupní parametr bývá elektrický proud, napětí, mechanická výchylka či tlak plynu. Funkcí servoventilu je průběžná transformace analogového či digitálního vstupního signálu na odpovídající hydraulický výstup – hmotnostní průtok, nebo tlak.



Obr. 4: Elektropneumatický servoventil

Funkci řízení průtoku média servoventilem plní posuvné šoupátko. Přestavování šoupátka ventilu může být realizováno pomocí převodníku tryska klapka, proporcionálních magnetů, lineárního motoru a to bez nebo se zpětnou vazbou polohy šoupátka. Pro experimenty na modelu sedačky je k dispozici servoventil výrobce SMC, typ VEF 3121-2. V tomto typu působí na šoupátko z jedné strany solenoid a vytlačuje šoupátko od sebe v závislosti na dodaném proudu. Na druhém konci šoupátka je umístěna pružina, která vytváří předpětí na šoupátku.



Obr. 5:

Obr. 5: Řez servoventilem SMC VEF 3121

Popis: (1) Tělo ventilu, (2) Spodní díl, (3) Šoupátko, (4) Objímka, (5) Cívka, (6) Víko uložení magnetu, (7) Uložení posuvného jádra, (8) Víko, (9) Ložisko, (10) Usazení pružiny, (11) Ploché těsnění, (12) Pružina, (13)(14)(15)(16) O-kroužky,

Zdroj: [11]

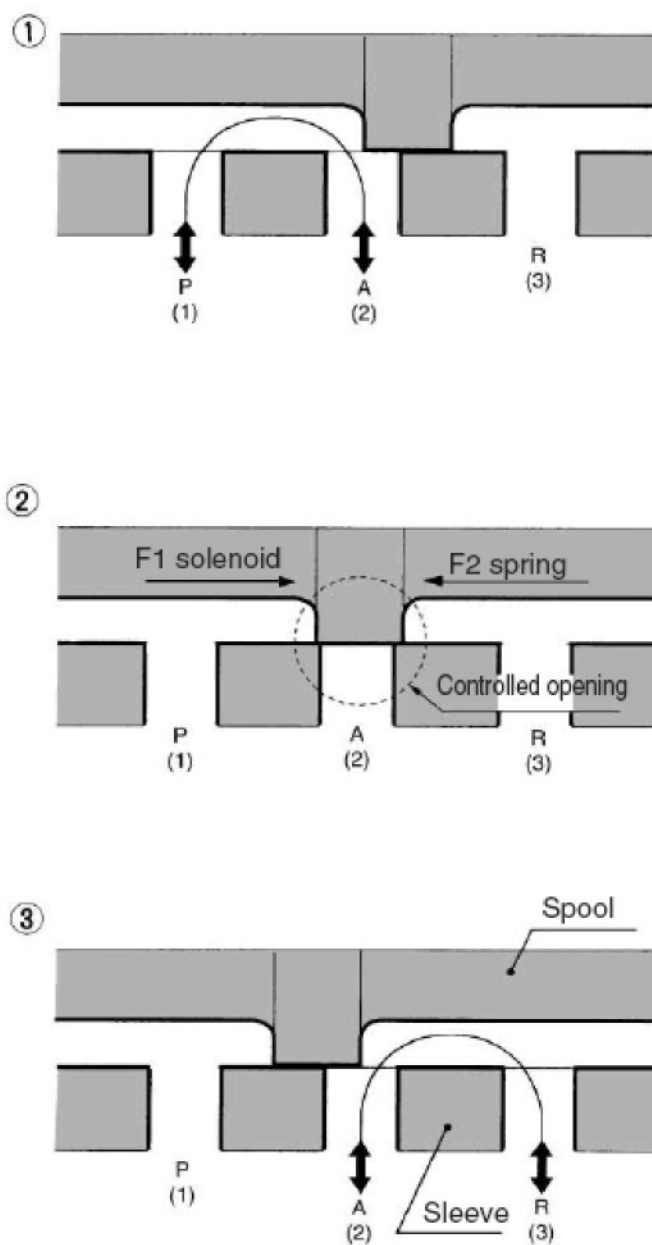
Servoventily a proporcionální rozváděče se běžně popisují označením X/Y, kde X představuje počet připojení a Y počet poloh šoupátka. Nejjednodušším typem je 2/2 ventil. Běžně se však konstruují dva základní typy a to 4/3 ventil a 4/2 ventil. „4/3“ tedy znamená 4 připojení (vstup/výstup) a 3 pozice šoupátka. Příklad funkce šoupátka je uveden na obr. 6.

V první pozici jsou spojeny P, zdroj tlaku, a A, spotřebič.

Na druhé pozici obr. 6 je ventil uzamčen, médium nemůže protékat do spotřebiče a je zde názorně vidět pozitivní krytí šoupátka, kdy otvor vývodu je menší než krycí

plocha šoupátka. To má však za následek prodlevy v řízení, protože při posunu šoupátka nějakou dobu trvá než se vývod do spotřebiče otevře. Naopak negativní krytí šoupátka znamená, že krycí plocha šoupátka je menší než otvor vývodu. Minimalizuje se tak časová prodleva, ale zároveň dochází k úniku tlaku. Šoupátko může být opatřeno půlkruhovými nebo trojúhelníkovými škrťacími průřezy, které zabezpečují i na malých zdvizech šoupátka, řízení malých průtoků. Není tedy, jako u běžných servoventilů poloha šoupátka, kdy obě řídicí hrany přijdou do styku až po prázdném zdvihu. U běžných servoventilů s nespojitým řízením průtoku, se hrany od sebe náhle oddělí, což má za následek skokový nárůst průtoku. Díky tomu se tyto ventily s upraveným tvarem průřezu vyznačují progresivní průtokovou charakteristikou.

Ve třetí pozici na obr. 6 je uzavřen přívod tlaku a médium může ze spotřebiče odtékat do rezervoáru, označeném na obrázku písmenem R.



Obr. 6:

Obr. 6: Princip činnosti servoventilu, Zdroj: [11]

1.6.1 PRŮTOKOVÁ ROVNICE SERVOVENTILU

Průtok přes hranu ventilu je určen rovnicí:

$$Q = S \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_0 - p_A} = \pi \cdot d(x_{SV} \pm x_{SV0}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_0 - p_A} \quad (16)$$

zavedeme-li součinitel průtoku přes hranu šoupátka:

$$B = \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (17)$$

kde α je ztrátový součinitel, dostaneme nelineární závislost průtoku přes řídící hranu ventilu na vzniklém tlakovém spádu a otevření ventilu.

$$Q = B \cdot (x_{SV} \pm x_{SV0}) \cdot \sqrt{p_0 - p_A} \quad (18)$$

Průtoková charakteristika ventilu je modelována v závislosti na aktuálních tlakových spádech na jednotlivých řídících hranách ventilu:

$$Q_i = B \cdot \text{abs}(x_{SV} \pm x_{SV0}) \cdot \sqrt{\text{abs}(\Delta p_i)} \cdot \text{sgn}(\Delta p_i), \text{ pro } i = \text{PA, AR, PB, BR}, \quad (19)$$

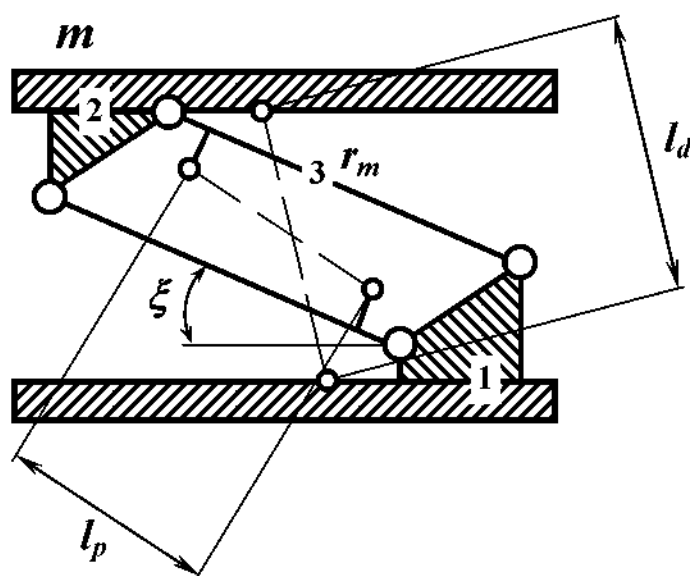
kde B je průtokový součinitel [5].

2. EXPERIMENTÁLNÍ MECHANICKÉ MODEL Y SEDAČKY ŘIDIČE

Vývoj experimentálního mechanického modelu sedačky řidiče měl dlouhý vývoj. Během několika let se vystříдалo několik různých konstrukcí, lišících se koncepcí i provedením.

2.1 MODEL SEDAČKY ŘIDIČE S PARALELOGRAMOVÝM RÁMEM

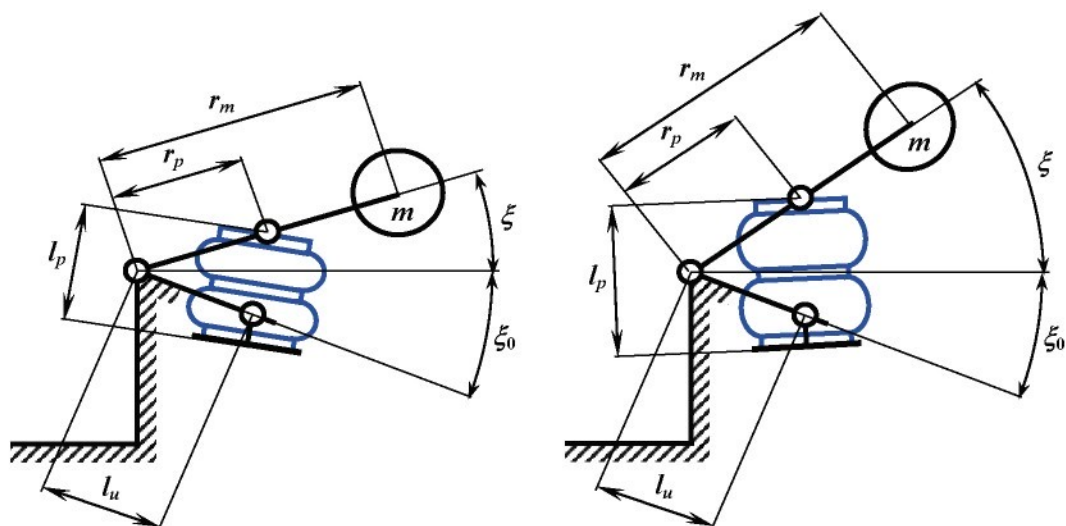
Prvním mechanickým modelem sedačky byl prototyp vycházející ze základní konstrukce odpružených sedaček s paralelogramovým mechanismem, kde tlumič je umístěn mezi základ a sedák a pneumatická pružina mezi kyvnými rameny mechanismu, tj. v převodu. Tato konstrukce se však potýká s problémem poměrně velkých pasivních odporů v kloubech mechanismu.



Obr. 7: Základní konstrukce odpružených sedaček s paralelogramovým mechanismem, (1) základna (2) odpružený sedák (3) kyvná ramena mechanismu, Zdroj: [6]

Z tohoto důvodu byly na modelu provedeny úpravy. Pro omezení pasivních odporů byla v kloubech použita kuličková ložiska a pro zlepšení regulace byl vyňat tlumič, který zhoršuje kvalitu regulace při buzení poruchami vyšších frekvencí, než je frekvence rezonanční vlastního neřízeného systému. Paralelogramový mechanismus byl pro účely laboratorního ověřování nahrazen jeho částí – kyvadlem, viz obr. 8. V

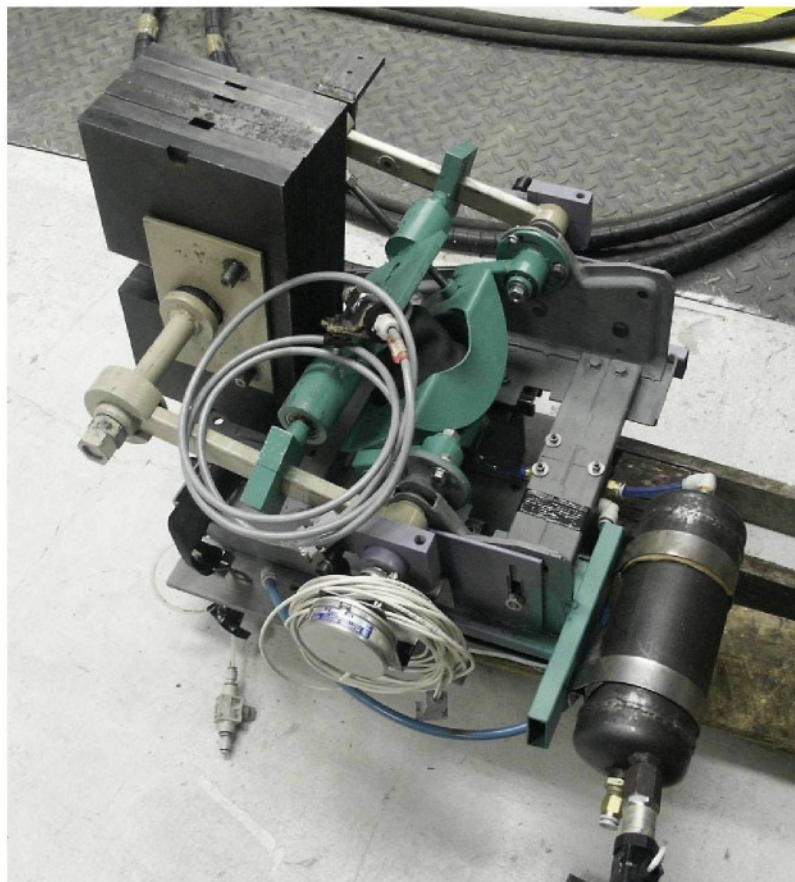
tomto modelu bylo horní čelo pneumatické pružiny bylo připevněno ke kyvnému rameni a spodní čelo pružiny bylo umístěno v kyvném třmenu.



Obr. 8: Schéma modelu sedačky řidiče bez hydraulického tlumiče s vlnovcovou pneumatickou pružinou, Zdroj: [6]

Původně byla v popisované konstrukci modelu sedačky použita hadicová pružina od výrobce Goodyear, typ 1S4. Pružina však již byla nepoužitelná z důvodu značného stáří, opotřebení a únavy materiálu. Byla tedy nahrazena běžněji používaným typem pružiny, dvojvlnovou rotačně symetrickou vlnovcovou pneumatickou pružinou Trelleborg 4½" x 2 (výrobce Rubena Náchod – původně licenční výroba Dunlop, v současnosti Trelleborg), která také lépe vyhovovala z důvodu stability [1] [6].

Podrobněji je tento model sedačky popsán v [6].



Obr. 9: Realizovaný mechanický model sedačky s paralelogramovým mechanismem, Zdroj: [6]

Tento výše popsáný model sedačky není příliš vhodný pro účely řízení aktivní vibroizolace. Hlavním důvodem jsou stále příliš velké pasivní odpory v kloubech a citelný horizontální pohyb konstrukce při probíhajících dynamických experimentech. Hlavní výhodou tohoto modelu je velmi nízká vlastní frekvence 1,33 Hz, která velmi dobře vyhovuje z hlediska aktivního řízení. Bylo jí dosaženo použitím pneumatické vlnovcové pružiny s efektivní plochou 67 cm² pracující v převodu 1:3, v poměru ramene síly pružiny a ramene odpružené hmoty.

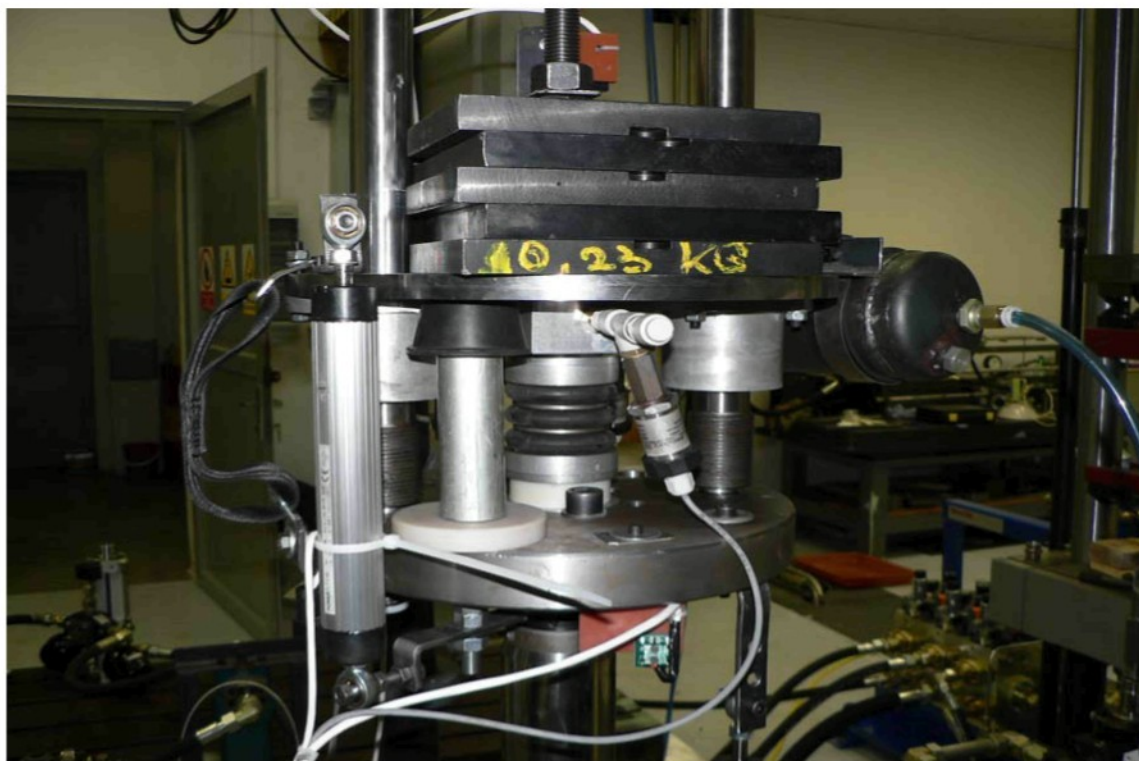
2.2 MODEL SEDAČKY S PŘÍMÝM VEDENÍM

Na základě požadavku snížení pasivních odporů byl navržen druhý model sedačky řidiče (obr. 5.4), kdy je pružina položena přímo mezi pohybující se základnu a desku sedáku řidiče, tj. bez kyvného ramena a převodu. Deska sedáku je připevněna ke dvojici ložiskových pouzder a pohybuje se vertikálně na vodících, povrchově kalených, tyčích.

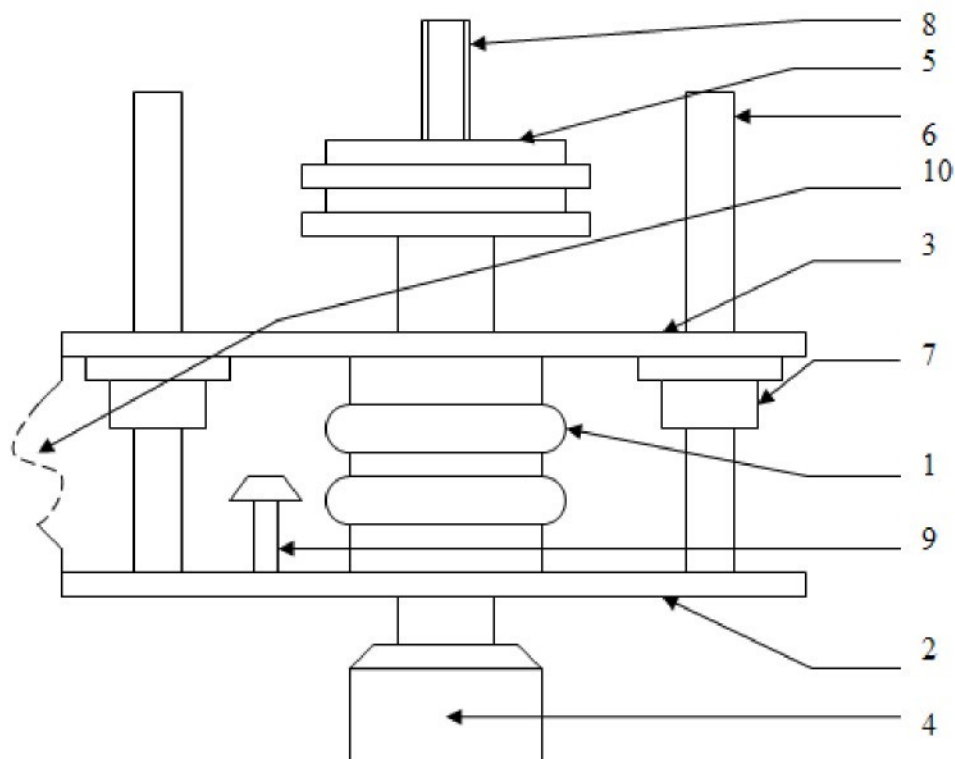
Na základnu, která simuluje podlahu kabiny vozidla, působí poruchami hydraulický válec Inova AV100-200 M23 (zdvih max. 200mm, pracovní tlak až 25MPa, působící síla až 100kN). Na desce sedáku je na centrální závitové tyči připevněno závaží, které se mění podle potřeb měření mezi přibližně 30, 50 a 70 kg. Akčním členem je třívlňová vlnovcová pneumatická pružina Trelleborg 2 3/4" x 3, s efektivní plochou podle katalogu [4] 23 cm², je napájen elektropneumatickým servoventilem SMC typ VEF 3121-2 z akumulátoru. Regulace je realizovaná přes řídicí počítač PXI 8176 a řadu čidel tlaku, polohy a zrychlení.

Výhodou této konstrukce jsou její jednoduchost a nízké pasivní odpory, dané ložiskovými pouzdry. Nevýhodou je nevhodnost konstrukčního řešení pro výrobu sedačky řidiče, což však nebylo účelem tohoto modelu. Na modelu se vlivem dynamických testů zvyšovaly vůle v přímočarých ložiskách a vlastní frekvence neřízeného systému $f_{rez} = 3,6$ Hz je poměrně vysoká.

K tomuto modelu byla uvažována další vylepšení konstrukce spočívající například ve zvětšení objemu pružiny pomocí přídavného objemu. Avšak tato i každá jiná změna si žádá úpravu algoritmu řízení, úpravu matematického modelu a nové série měření a vyhodnocování výsledků.



Obr. 10: Mechanický model sedačky s přímým vedením



Obr. 11: Jednoduché schéma vibroizolačního systému sedačky řidiče

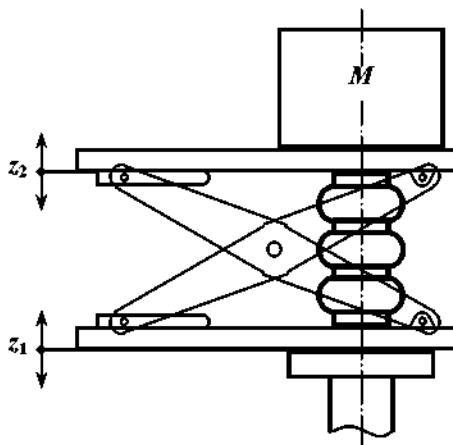
Popis: 1. pneumatická pružina, 2. pohyblivá deska základny, 3. pohyblivá deska sedačky, 4. hydraulický válec, 5. závaží, 6. vodící tyče, 7. ložisková pouzdra, 8. upínací závitová tyč, 9. pryžový spodní doraz, 10. pásový horní doraz

Výhodou přídavného objemu by bylo snížení vlastní frekvence zařízení a s tím spojené lepší možnosti regulace. Jako přídavný objem by byl použit brzdový válec, který musí být uchycen co nejbližee vlastní pneumatické pružině. Je snaha o co nejkratší propojení s co největším průřezem.

Z důvodu přiblížení k výrobní variantě byl použit fyzikální model s nůžkovým mechanismem. Nůžkový mechanismus však s sebou nese jednu hlavní překážku pro regulaci v podobě pasivních odporů v ložiscích kloubů a na styčných plochách valivých rolen. Fyzikální model sedačky s nůžkovým mechanismem je pracovně nazýván sedačkou Kamaz.

2.3 MODEL SEDAČKY S NŮŽKOVÝM MECHANISMEM KAMAZ

Současným fyzikálním modelem sedačky řidiče na kterém probíhají experimentální měření je konstrukce s nůžkovým mechanismem, nazývaný zkráceně sedačkou Kamaz, viz obr. 12.



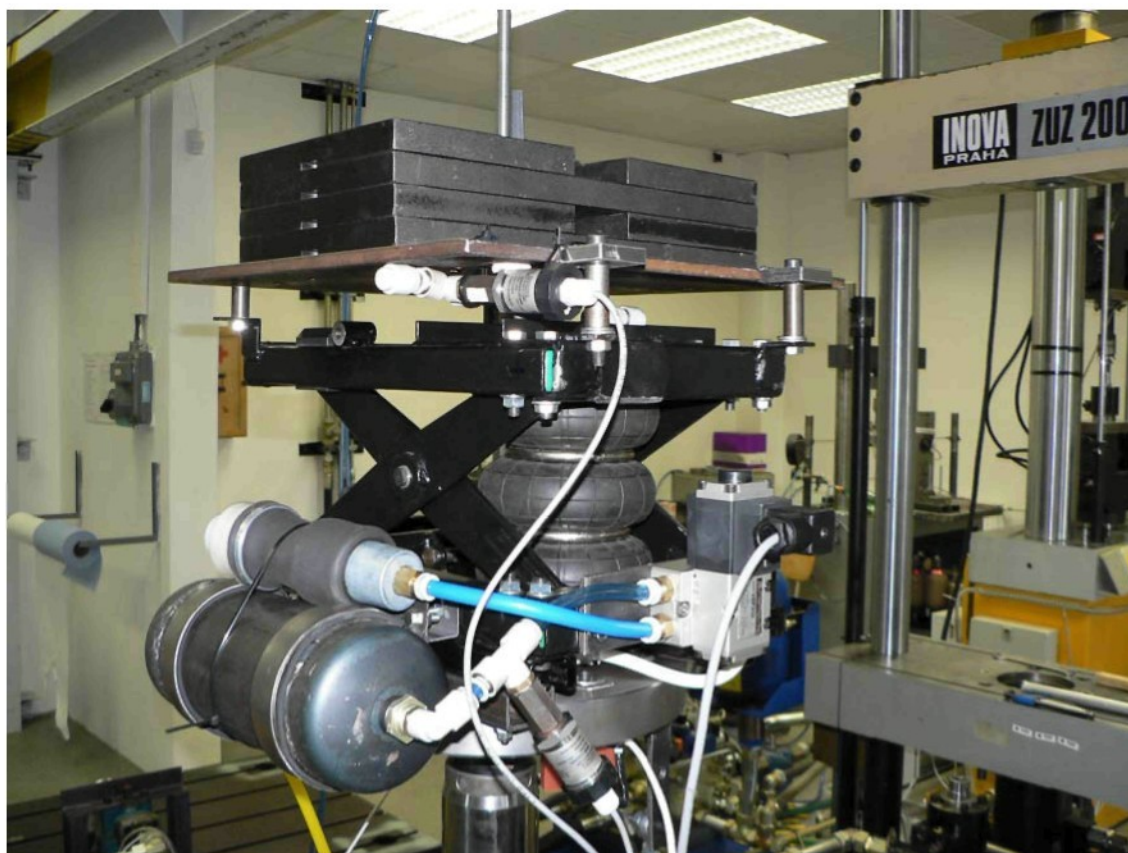
Obr. 12: Schéma modelu sedačky s nůžkovým mechanismem Kamaz, Zdroj: [10]

Tento model, se stejně jako předchozí, skládá z nosné konstrukce umístěné mezi hydraulický pulsátor a na vrchní desce připevněné, volitelné závaží. Nosná konstrukce má základnu a sedák spojené nůžkovým mechanismem. V něm je vždy jedna strana mechanismu uložena v rotačním ložisku a druhá strana se pohybuje horizontálně v kluzných ložiscích. Nůžky spojuje uprostřed kloub. Mezi základnu a sedák je umístěna pneumatická vlnovcová pružina Trelleborg 2 $\frac{3}{4}$ " x 3, do které je přes vzdušník vháněn vzduch elektropneumatickým servoventilem SMC VEF 3121 – 2. Pro vymezení vertikálního pohybu sedačky slouží dolní pryžový doraz. Horní doraz, respektive součást sedačky, která tuto funkci plnila, byl vyroben z plastu a při dynamických testech se zlomil. Proto byl nahrazen dorazem z pevného pásu.

Pro potřeby regulace je model osazen polohovými senzory, akcelerometry a senzory tlaku. Měřené signály jsou přivedeny do řídicího počítače PXI 8176, na němž pracuje regulační algoritmus.

Sedačka Kamaz se svými vlastnostmi, na rozdíl od přímo vedeného modelu, více hodí pro budoucí praktické nasazení. Oproti předchozí konstrukci ($f_{\text{rez}} = 3,6 \text{ Hz}$) má nižší rezonanční frekvenci 2,35Hz, což je výhodnější z hlediska aktivního řízení. Avšak stále nedosahuje ideálních hodnot $f_{\text{rez}} = 1\sim 1,5 \text{ Hz}$. Pasivní odpory nedosahují očekávané výše a na sedačku bylo tedy možné přenést stávající řídicí algoritmus.

Dalším krokem ve vývoji sedačky bude přenesení řídicího algoritmu z počítače PXI 8176 na mikroprocesorovou jednotku.



Obr. 13: Model sedačky s nůžkovým mechanismem Kamaz

3. STATISTICKÝ VYHODNOCOVACÍ PROGRAM

Pro potřebu statistického vyhodnocování naměřených průběhů byl vypracován program ve vývojovém prostředí Matlab. Tímto programem lze posoudit úspěšnost aktivního řízení, vhodnost nastavených parametrů regulátoru a určovat další směr vývoje modelu sedačky (například nutnost nasazení přidavného objemu, snížení pasivních odporů, atd.).

Jednotlivé funkce programu jsou:

- ořezání signálu na vlastní testovaný úsek
- filtrace signálu a zobrazení jejího vlivu
- směrodatná odchylka signálu
- rozptyl
- histogram zdvihu, zrychlení a derivaci zrychlení
- výkonová spektrální hustota zdvihu a zrychlení
- přenos zdvihu a zrychlení na měřených průbězích

Tyto a jiné funkce byly použity pro vyhodnocení měření na regulovaném modelu sedačky řidiče s přímým vedením a na neregulovaném modelu sedačky Kamaz.

Dále uvedu bližší popis jednotlivých funkcí:

Ořezání signálu na vlastní testovaný úsek – Jelikož měření nemělo žádnou synchronizaci spuštěného testovaného průběhu a vlastního začátku měření, naměřená data zákonitě obsahovala na začátku a na konci signálu nepodstatné úseky. Tyto byly zašuměné a pro nalezení vhodného úseku k ořezu bylo zvoleno jako kritérium určité procento ze střední hodnoty zdvihu základny $z1$. Později již byl přidán synchronizační vodič.

Filtrace signálu – Pro některé další funkce programu, jako například histogramy se ukázalo jako vhodné naměřenou veličinu napřed odfiltrovat od rušivých špiček. To bylo provedeno analogovým Butterworthovým filtrem 2. řádu.

Směrodatná odchylka signálu – Ukazuje míru rozptylu měřených hodnot. Zjednodušeně řečeno, čím je odchylka větší, tím se zkoumané hodnoty od sebe více liší a naopak, čím je menší, tím si jsou hodnoty prvků souboru dat navzájem bližší. Směrodatná odchylka se obvykle definuje jako odmocnina z rozptylu náhodné veličiny:

$$\sigma = \sqrt{D(X)}. \quad (20)$$

Pro empiricky zjištěná data se používá tzv. výběrová směrodatná odchylka:

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}, \quad (21)$$

kde $\bar{x}$ je aritmetický průměr souboru hodnot.

Rozptyl – Jedná se o charakteristiku, která vyjadřuje variabilitu rozdělení souboru náhodných hodnot kolem její střední hodnoty. Rozptyl je definován jako střední hodnota kvadrátů odchylek od střední hodnoty. Odchylku od střední hodnoty, která má rozměr stejný jako náhodná veličina, zachycuje směrodatná odchylka.

Označuje se jako $\sigma^2(X)$ nebo $D(X)$:

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^n [x_i - E(X)]^2 p_i, \quad (22)$$

kde x_i jsou hodnoty, kterých může náhodná veličina nabývat s pravděpodobností p_i a $E(X)$ je střední hodnota veličiny X .

Histogram – Histogram ukazuje počet jednotlivých hodnot dané veličiny v měřeném průběhu. Hodnoty lze rozdělit do libovolného počtu intervalů ve kterých se jednotlivé hodnoty nasčítávají. V grafu jsou tedy na ose x vyneseny hodnoty, respektive intervaly hodnot a na ose y jejich počet v měřeném souboru dat.

Výkonová spektrální hustota – Je v Matlabu funkcí `pwelch` odhadována pomocí Welchovy metody. Ta spočívá v rozdělení souboru dat do menších úseků a výpočtu výkonového spektra pro každý z nich. Tím dostaneme pole výkonových měření v závislosti na frekvenčním intervalu. Výkonová spektrální hustota popisuje, jak je výkon signálu rozložen přes frekvenci.

Přenos – Vyjadřuje poměr přenesené veličiny systémem ze vstupu na výstup v závislosti na frekvenci. V programu jej realizují jako poměr výkonových spektrálních

hustot. Pokud se tedy například jedná o poměr výkonových spektrálních hustot zdvihů z_1 a z_2 , tak hodnota menší než 1 ukazuje, že sedačka na dané frekvenci vibrace utlumila a naopak pokud je hodnota vyšší než 1, sedačka na dané frekvenci netlumí, ale zesiluje vibrace.

4. PRACOVNÍSTĚ PRO MĚŘENÍ EXPERIMENTÁLNÍCH MODELŮ SEDAČEK A POUŽITÉ SENZORY

Pracoviště pro vývoj a experimentální měření na modelech sedaček se skládá ze samotných testovaných modelů, popsanych v kapitole 2.2 a 2.3, počítače od výrobce National Instruments PXI 8176, který monitoruje měřená data a provádí řízení aktivního systému. Řídící počítač PXI je přes síťové rozhraní kontrolován dalším počítačem typu PC, na kterém je zobrazeno okno řídicího systému s aktuálními průběhy měřených veličin, nastavenými koeficienty regulátoru a ovládacími prvky regulačního a měřicího systému. Toto okno i celý řídicí algoritmus je vytvořen ve vývojovém prostředí LabView. Hydraulický systém je ovládán počítačem z velínu laboratoře.

Na modelu jsou osazeny senzory tlaku vzduchu v rezervoáru a v pneumatické pružině, dále senzory zrychlení a polohy základny a sedáku modelu sedačky.

Osazené senzory tlaku jsou od dodavatele BHV senzory s.r.o., typu DMP 331 s rozsahem jmenovitého relativního tlaku 2,5 MPa a přesností, resp. chybou, ve standardním provedení nižší než $\pm 0,5$ % měřené hodnoty. Bližší informace viz. [12].

Polohové potenciometrové senzory výrobce Novotechnik jsou typu LWG 225 pro měření polohy základny sedačky a typu LWG 150 pro měření polohy sedáku vůči základně. Jejich rozsahy jsou 225 mm s přesností $\pm 0,07$ % a 150 mm s přesností $\pm 0,08$ % rozsahu. Podrobnosti jsou uvedeny v [13].

Čidla zrychlení pocházejí od výrobce Analog Device inc., fungují na principu malé hmoty usazené v těle pouzdra, která vlivem pohybu působí na tenzometry po stranách. Piezoelektrické senzory zrychlení nebyly použity, protože nevyhovují pro měřený rozsah frekvencí poruch. Použitý typ ADXL-203EB umožňuje měřit zrychlení ve dvou osách, na modelu sedačky se však využívá pouze jedna osa. Měřitelný rozsah je 1,7 g s citlivostí 1000 mV/g. Přesnost senzoru je ± 4 % citlivosti.

5. MĚŘENÍ NA EXPERIMENTÁLNÍCH MECHANICKÝCH MODELECH SEDAČEK

Měření jednotlivých modelů sedaček řidiče probíhalo v Hydrodynamické laboratoři FS TUL. Model sedačky je zde upevněn v průmyslové paletě, vedle které jsou umístěny měřicí a řídicí počítač PXI a klasické PC, které slouží k jeho ovládání. Z velínu je pak přes počítač ovládána hydraulika.

5.1 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK SEDAČKY S PŘÍMÝM VEDENÍM

Pro hodnocení modelu sedačky byly použity signály náhodného charakteru, získané měřením zrychlení podlahy kabin nákladních automobilů LIAZ 400 a TATRA T815. Prvně jmenovaný signál „LIAZ“ byl naměřen při jízdě nákladního automobilu po běžné, mírně rozbité vozovce konstantní rychlostí 60 km/h. Druhý signál „TATRA“ byl získán při jízdě po zkušební dráze v prostoru závodu výrobce, tzv. pavé vozovce. Signály „LIAZ“ i „TATRA“ byly měřeny s plnou i poloviční amplitudou, uvedeny jsou však pouze průběhy s plnou amplitudou. Zároveň měření probíhalo se závažími 30, 50 a 70 kg, uvedeny budou jen průběhy při střední hmotnosti 50 kg.

Měřené průběhy:

a) *Signál LIAZ, 100% amplituda, $m = 50$ kg:*

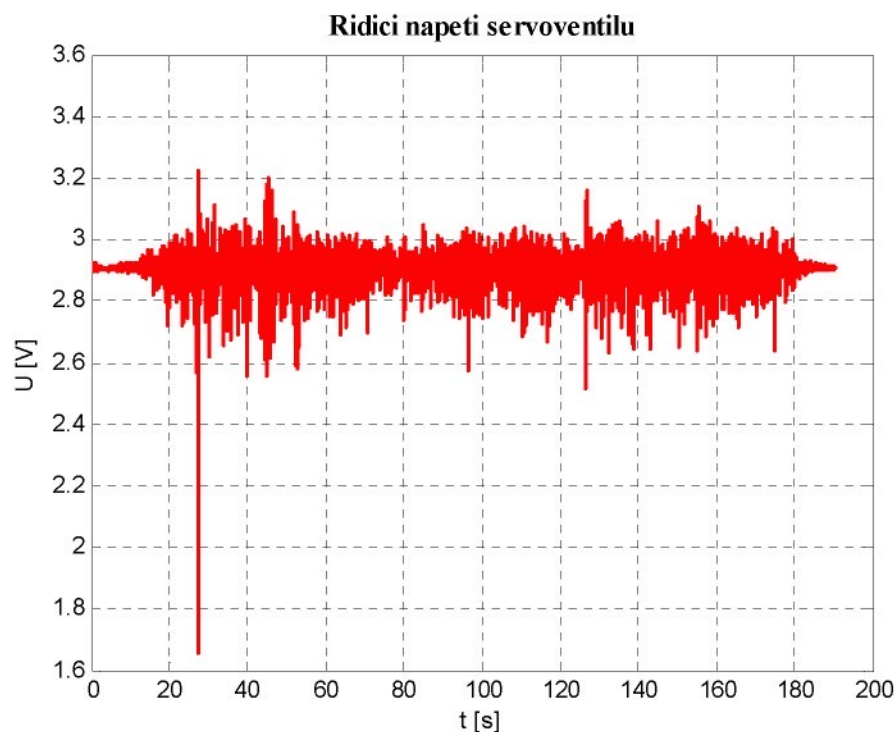
Nejprve odezva řízeného systému sedačky algoritmem „NPL11“ na signál „LIAZ“. Tento signál obsahuje na začátku, cca od 20. sekundy, sérii větších poruch, jak je vidět na průběhu zdvihů a zrychlení. Pro poloviční sílu signálu regulovaný systém pracoval velmi dobře a sedačka nedošla do dorazů. Při dalším měření byla amplituda signálu „LIAZ“ zvýšena na 100%. Během tohoto měření již docházelo ke kontaktu s dorazy, jak bude vidět na průbězích zrychlení. Běžná sedačka umístěná standardně v nákladním automobilu LIAZ 400, však byla v krajních polohách mnohem častěji. Na obr. 14 je vynesena průběh zdvihu $z1$ a $z2$ při hmotnosti závaží 50 kg a plné velikosti signálu.



Obr. 14: Absolutní zdvih sedáku a základny regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

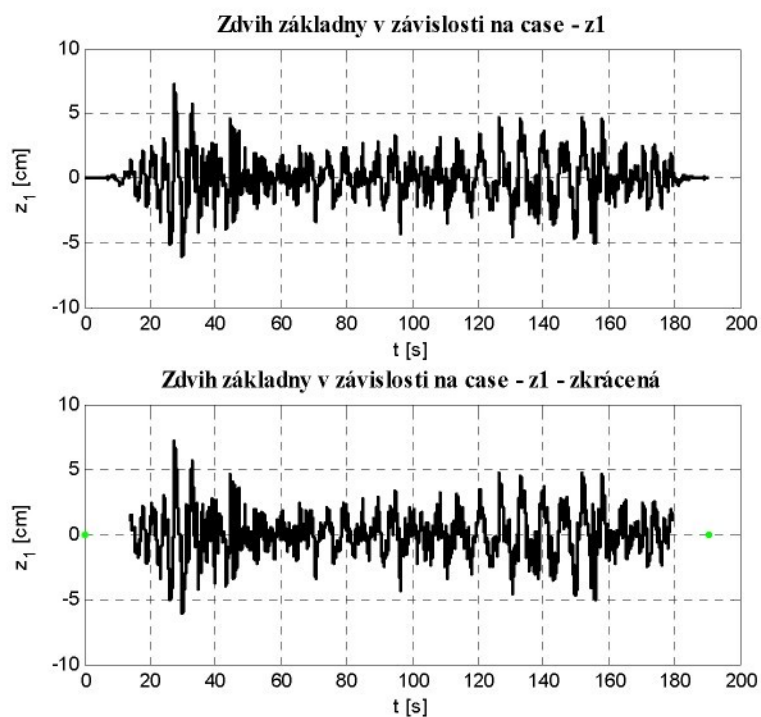
Na obr. 14. lze pozorovat, že červený průběh zdvihu sedáku má lehce nižší amplitudu a vyšší frekvence vibrací jsou utlumeny regulací.

Řídící napětí servoventilu je na obr. 15. Střední klidová hodnota, kdy elektropneumatický servoventil při daném zatížení ani nepřipouštěl ani neodpouštěl vzduch z pružiny, resp. kdy pružina udržovala konstatní výšku byla 2,91V. Při hodnotách napětí vyšších, ventil připouštěl do pružiny vzduch, pro nižší hodnoty napětí z pružiny vzduch vypouštěl. Algoritmus „NPL11“ obsahoval linearizaci průtokové charakteristiky servoventilu. Lze pozorovat, jak ve 27. vteřině měření, v okamžiku, kdy sedačka dostala prudký impuls směrem nahoru, řídicí algoritmus reagoval téměř úplným otevřením ventilu na řídicí napětí ze středních 2,91 V na 1,65 V, pro odpuštění vzduchu z pružiny a tím kompenzoval zdvih základny.



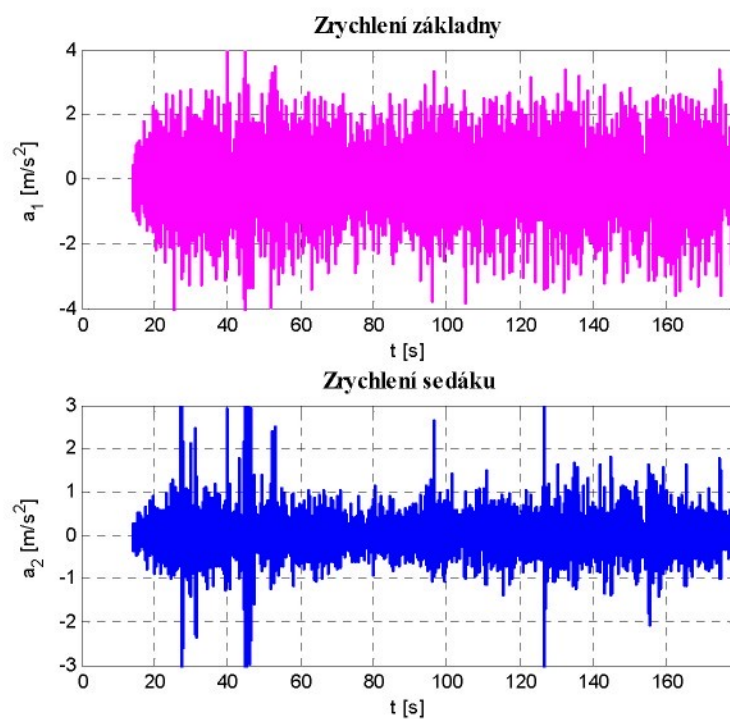
Obr. 15: Řídící napětí servoventilu regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Naměřený průběh, jak je vidět na obr. 16, byl zkrácen na testovaný úsek, tj. ořezán na začátku a konci průběhu, kde byla prodleva mezi počátkem či koncem testovaného signálu a vlastním začátkem a koncem měřených dat. Tento ořez byl proveden se zdvihem a zrychlením základny a sedáku, podle zvoleného parametru 60 % směrodatné odchylky zdvihu základny zI .



Obr. 16: Ořez měřených dat zdvihu z_1 základny pro signál LIAZ

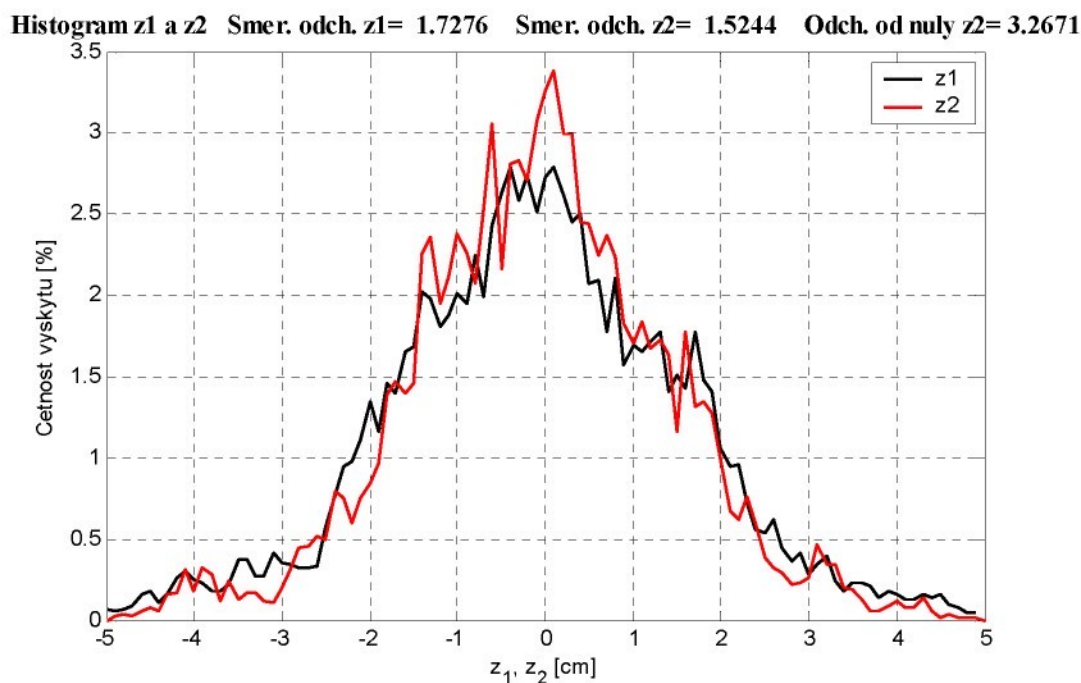
Na obr. 17. jsou vyneseny průběhy zrychlení sedáku a základny sedačky řidiče.



Obr. 17: Zrychlení sedáku a základny regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

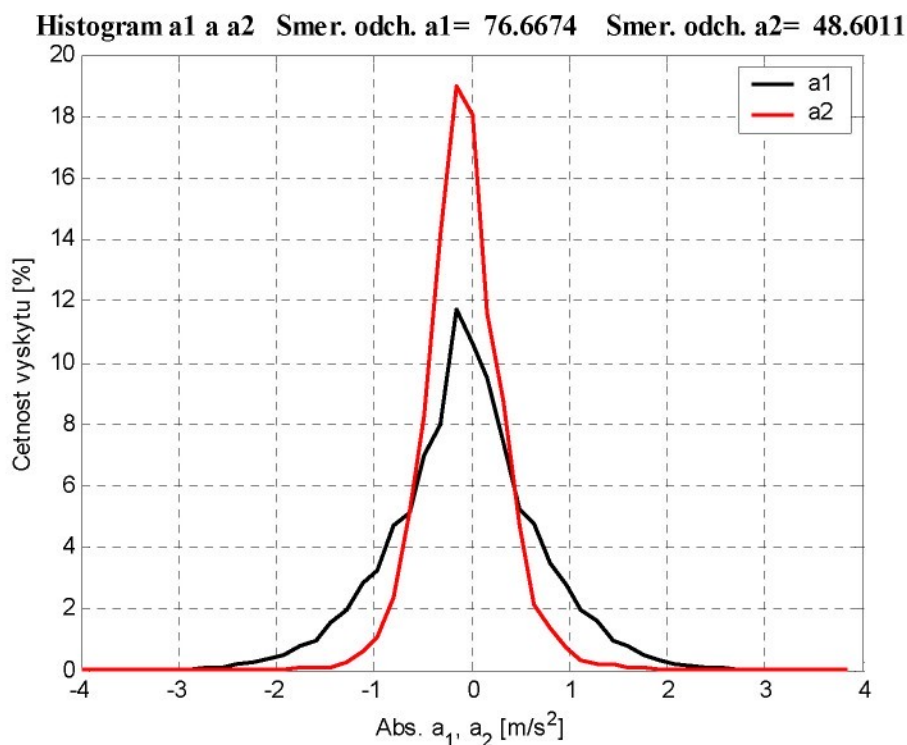
Zde je dobře vidět podstatný vliv regulace na průběh zrychlení na sedáku oproti základně. Většinu špiček systém potlačil a celkově snížil amplitudu zrychlení na sedáku.

Pro znázornění poměrného výskytu hodnot určitých veličin v celém signálu jsem použil histogram. Na obr. 18. je histogram zdvihu z_1 základny a z_2 sedáku. Čím je graf vyšší a užší, soustředěný kolem nuly, tím je amplituda zdvihu nižší a sedačka celkově klidnější.



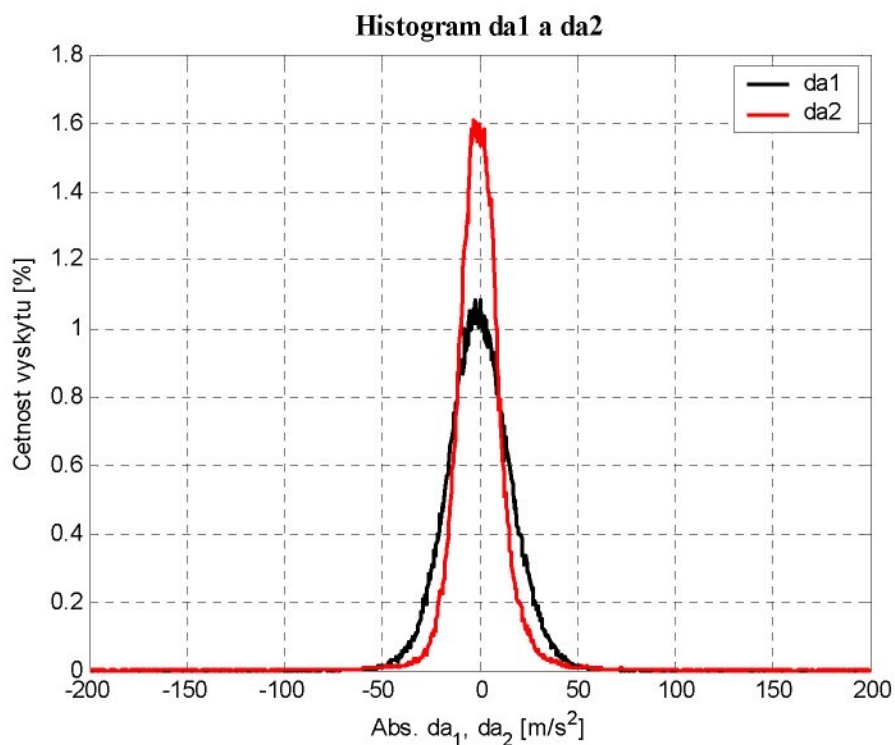
Obr. 18: Histogram zdvihu základny a sedáku regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Histogram zrychlení základny a_1 a sedáku a_2 je na obr. 19. Lze dobře pozorovat vliv regulace na průběh zrychlení na sedáku. Na histogramu zrychlení a časové změny zrychlení je vidět podstatný přínos vibroizolačního systému. Červený průběh a_2 vykazuje podstatně nižší výskyt vyšších amplitud zrychlení na sedáku oproti základně.



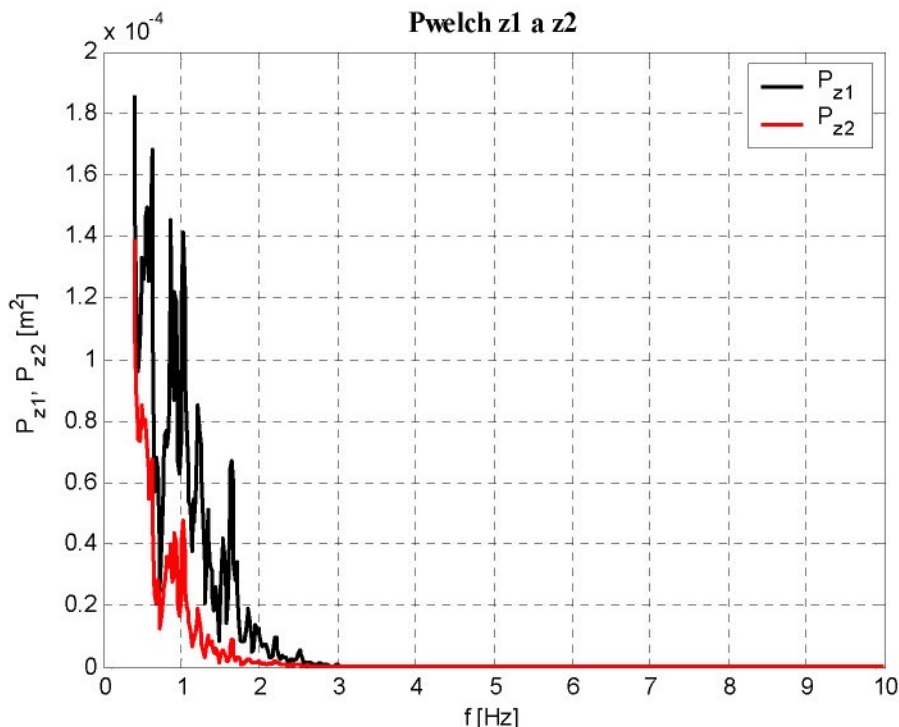
Obr. 19: Histogram zrychlení základny a sedáku regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Změna zrychlení je uvedena na obr. 20.



Obr. 20: Histogram časové změny zrychlení základny a sedáku regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Na obr. 21. je zobrazena výkonová spektrální hustota zdvihů základny a sedáku v závislosti na frekvenci, obsažená v signálu „LIAZ“. Rozsah frekvencí byl zvolen od 0 do 10 Hz. Vyšší frekvence již nejsou podstatné z hlediska vibroizolace. Oblast nejvyšší citlivosti na vertikální vibrace je pro lidské tělo v rozmezí 4 až 8 Hz.

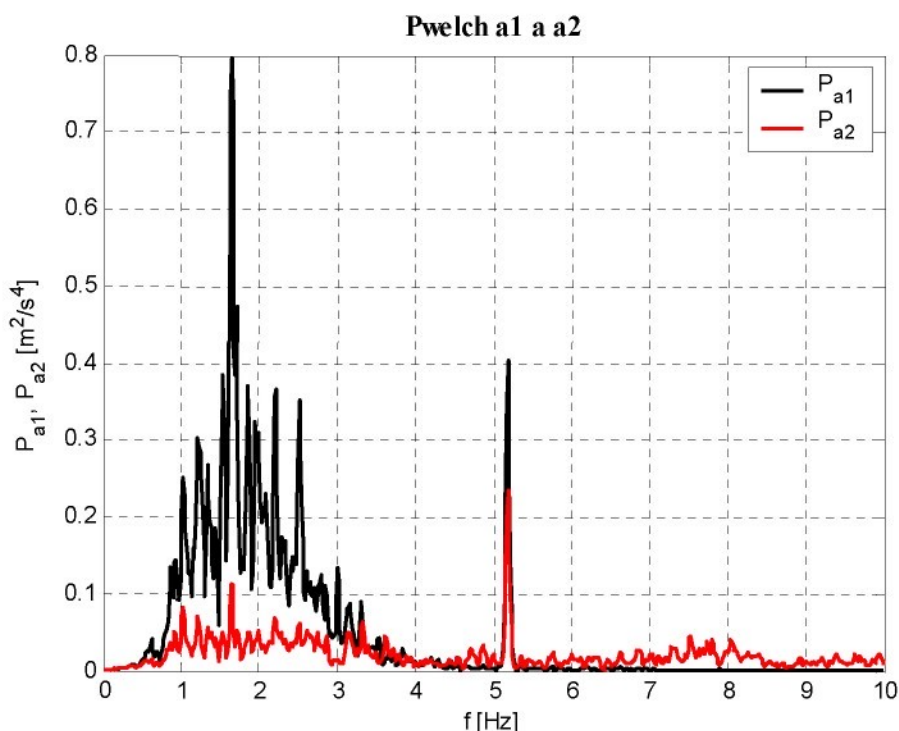


Obr. 21: Spektrální výkonová hustota zdvihu základny a sedáku regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Spektrální výkonová hustota zrychlení základny a sedáku je na obr. 22. Zde lze pozorovat, že testovací signál „LIAZ“ obsahuje převážně poruchy na nižších frekvencích v rozmezí 0,5 až 4 Hz. Výskyt vyšších frekvencí je minimální.

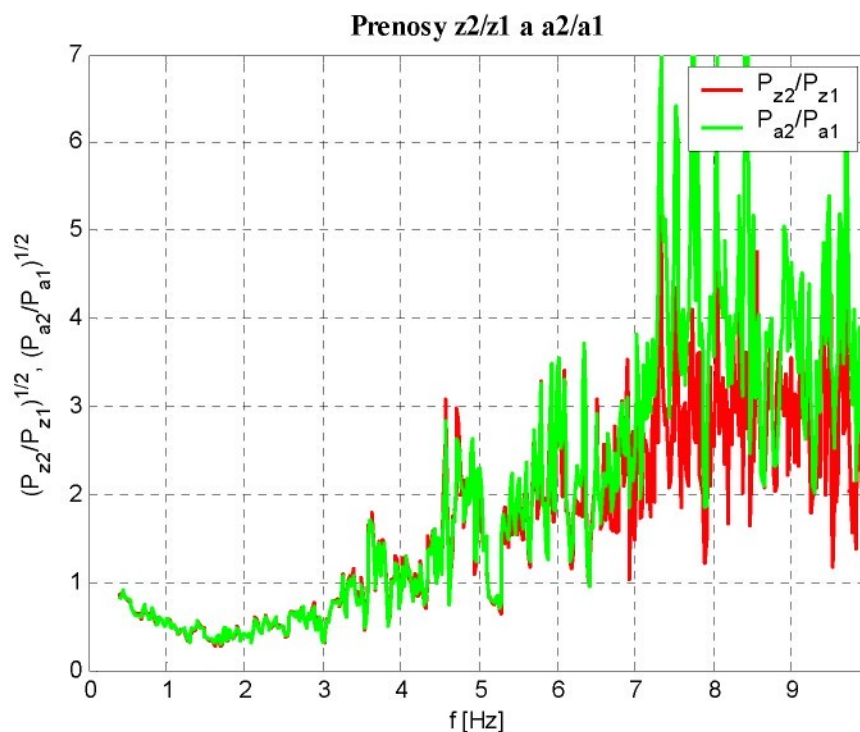
Lze zde pozorovat dvě markantní špičky zrychlení na základně sedačky. První na frekvenci 1,65 Hz je způsobena rezonanční frekvencí podvozku nákladního vozidla, druhá na frekvenci 5,19 Hz je dána rezonanční frekvencí vlastní kabiny vozidla.

Na sedáku byla většina špiček zrychlení potlačena, přenesla se pouze snížená rezonance kabiny vozidla. Je to dané tím, že zatímco na nižších frekvencích má sedačka pro daný algoritmus řízení nízký přenos, na frekvenci cca 5 Hz již je přenos vyšší.



Obr. 22: Spektrální výkonová hustota zrychlení základny a sedáku regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

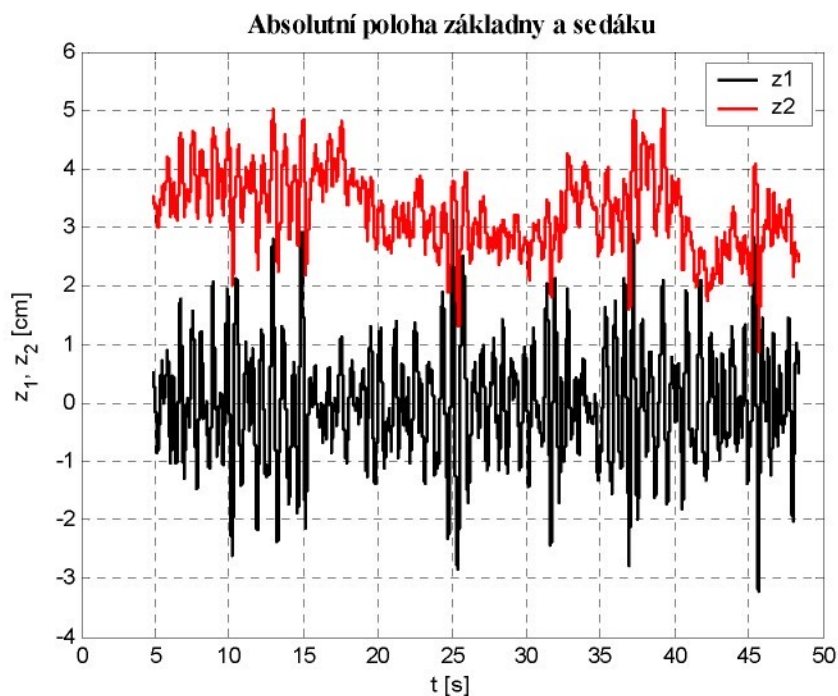
Na obr. 23 jsou přenosy zdvihů a zrychlení získané jednoduchým způsobem z hodnot výkonové spektrální hustoty. Z tohoto grafu lze nejlépe posoudit úspěšnost vibroizolujícího systému. Výsledky se velmi liší podle testovaného signálu a s tím spojeným aktuálním nastavením parametrů regulátoru. Ten lze nastavit, jako v tomto případě, na nejlepší vibroizolaci pro náhodné signály typu „LIAZ“ a „TATRA“, které obsahují především nízké frekvence. Na druhou stranu lze vyladit pro lepší výsledky na vyšších frekvencích, ale na zmíněných testovacích signálech již nebude poskytovat tak dobré výsledky. Na grafu je dobře vidět, že systém dobře potlačil frekvence v rozmezí cca 0 až 4 Hz, tedy přesně ty, které testovací signál „LIAZ“ obsahuje, avšak pro vyšší frekvence je dané nastavení problematické.



Obr. 23: Přenosy zrychlení a zdvihů základny a sedáku regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

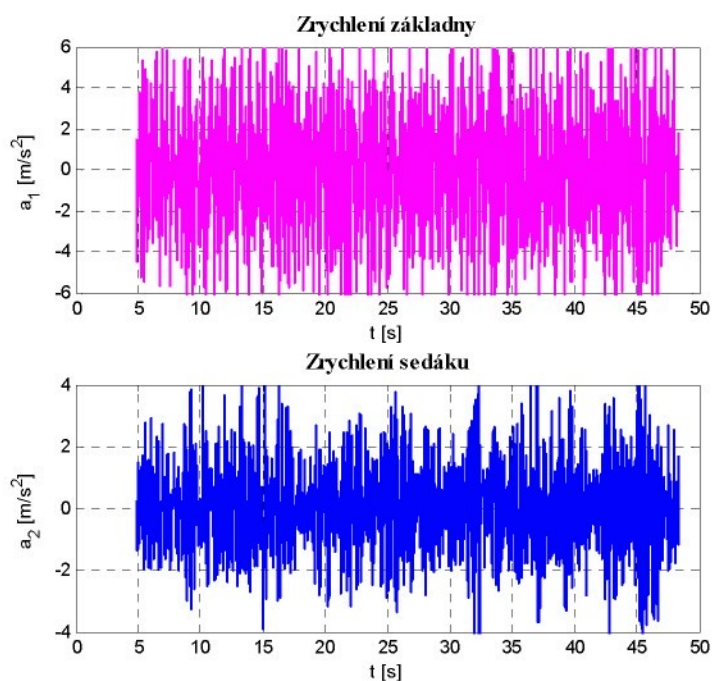
b) *Signál TATRA, 100% amplituda, $m = 50$ kg:*

Odezva řízeného systému sedačky algoritmem „NPL11“ na signál „TATRA“ je uvedena na obr. 24. Jde o zdvih základny a sedáku. Signál má délku přibližně 50 vteřin a obsahuje pro plnou amplitudu výrazné výchylky zdvihu základny. Sedák v průběhu měření neudržel stálý střední zdvih a jak je vidě, lehce kolísal. Amplituda kmitů je však řízením velmi dobře utlumena.



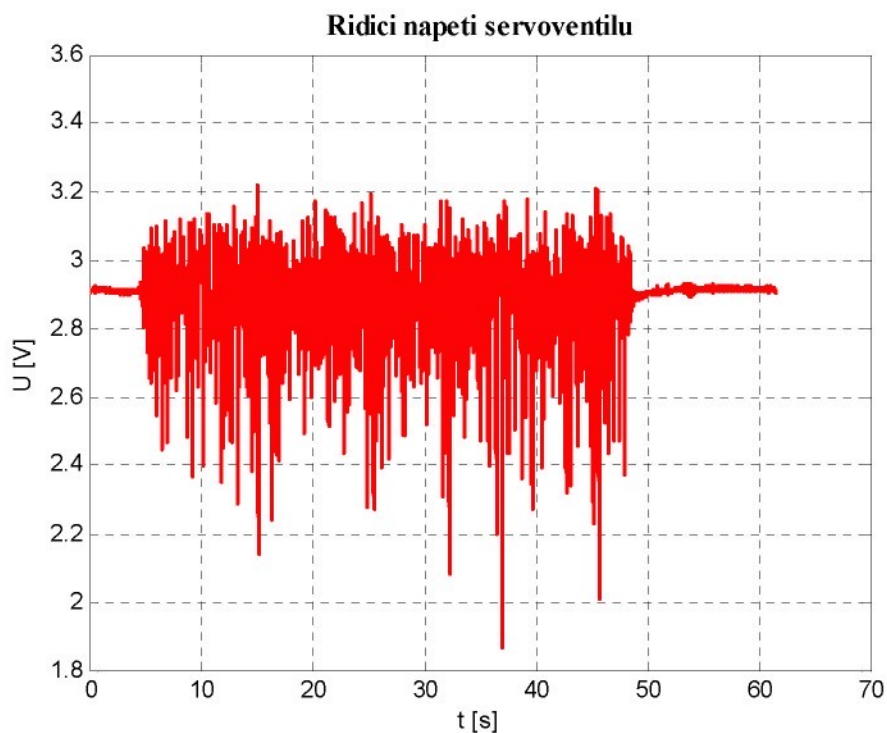
Obr. 24: Absolutní zdvih sedáku a základny regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Zrychlení je uvedeno na obr. 25. Celkově je na sedáku nižší amplituda a průběh byl vizuálně klidnější.



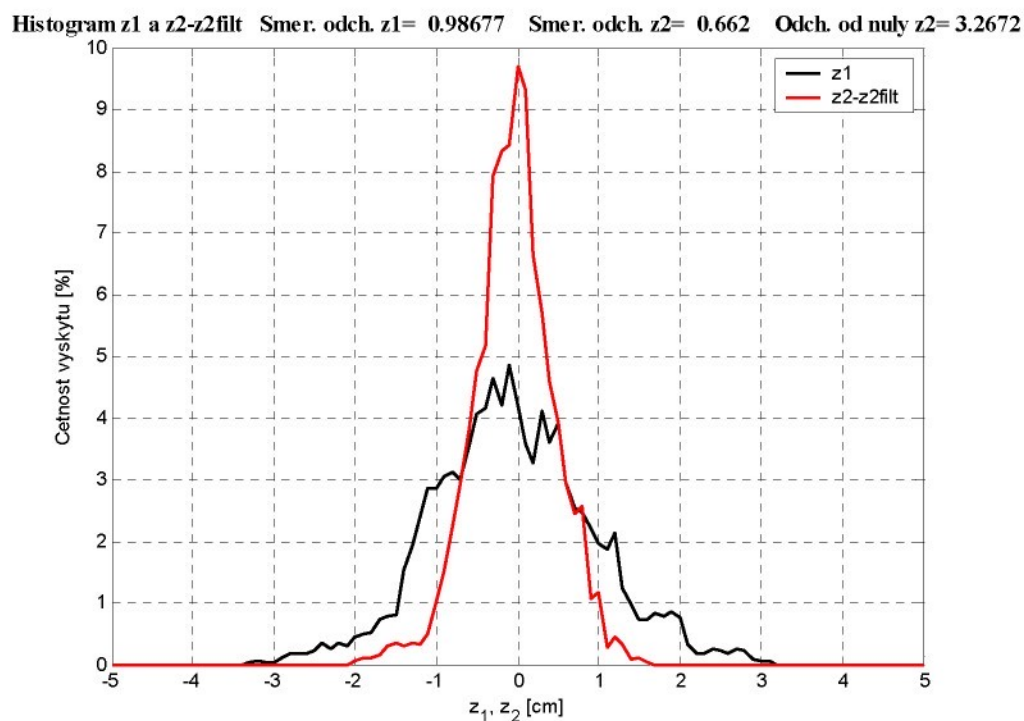
Obr. 25: Zrychlení sedáku a základny regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Řídicí napětí servoventilu na obr. 26 vykazuje časté vypouštění vzduchu z pneumatické pružiny. To je dáno řídicím algoritmem, linearizací a také charakterem testovaného signálu.

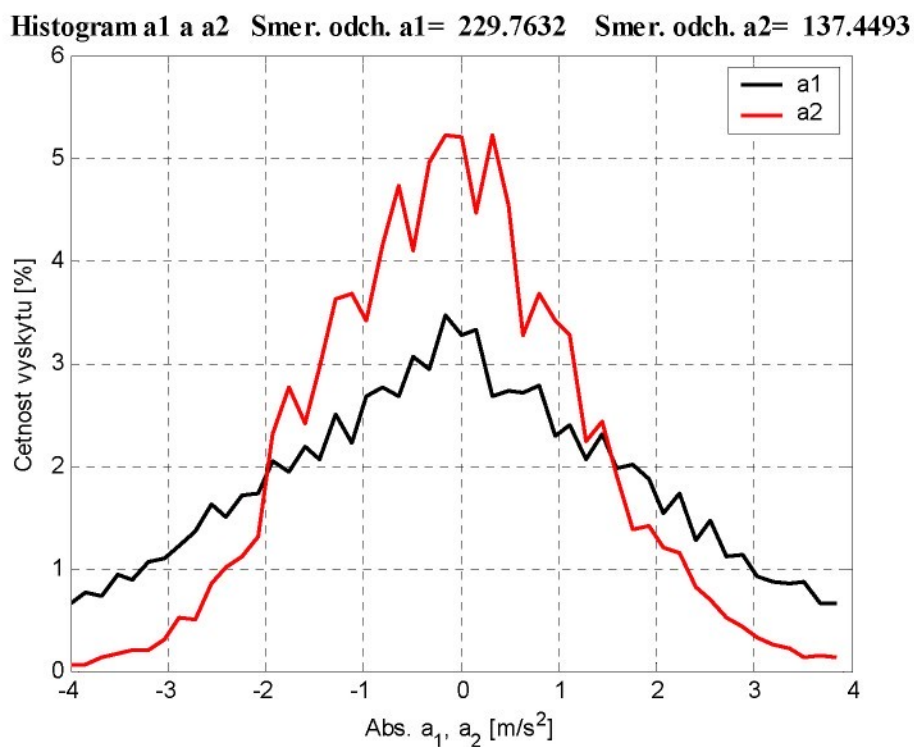


Obr. 26: Řídicí napětí servoventilu regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

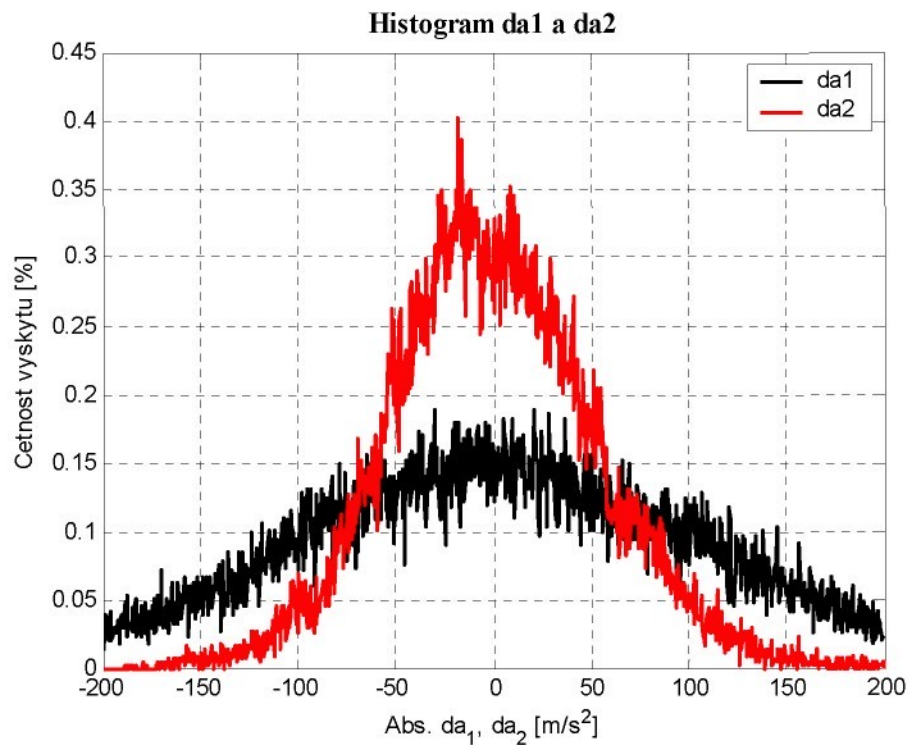
Na obr. 27, 28, 29 jsou vyneseny histogramy zdvihů zrychlení a časové změny zrychlení. U histogramu zdvihu byla odečtena střední hodnota výchylky od aktuální hodnoty zdvihu.



Obr. 27: Histogram zdvihu základny a sedáku regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

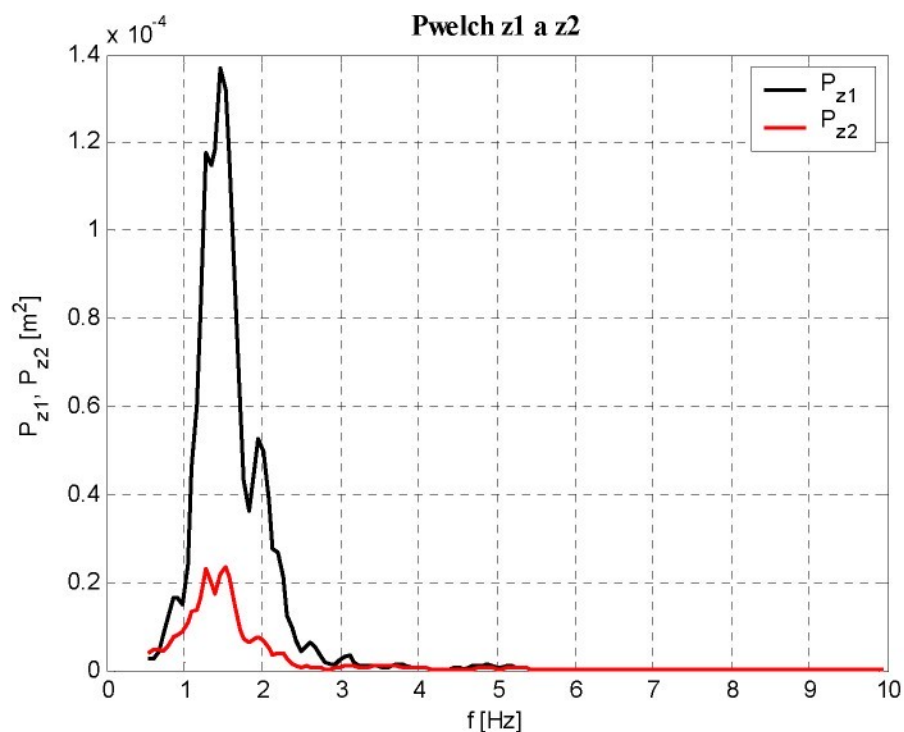


Obr. 28: Histogram zrychlení základny a sedáku regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

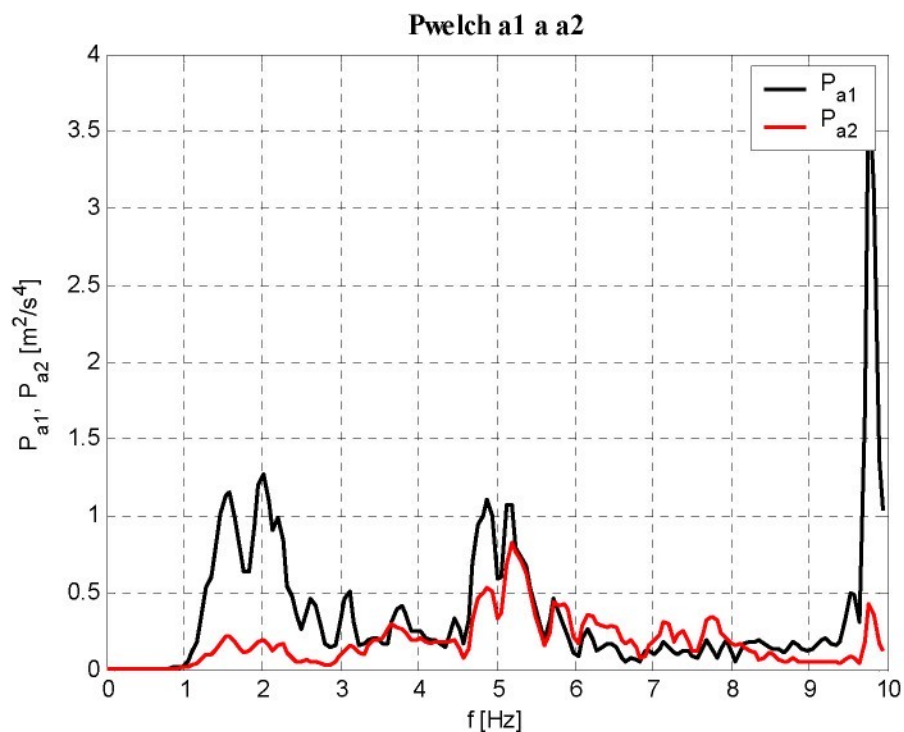


Obr. 29: Histogram časové změny zrychlení základny a sedáku regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Na spektrální výkonové hustotě zdvihů $z1$ a $z2$ na obr. 30. je vidět, že zdvihy v oblasti 1 až 2 Hz byly přeneseny značně snižené, většina zdvihů je koncentrovaná v této oblasti. Na hustotě zrychlení na obr. 31. lze pozorovat, že v oblasti 5,8 až 8,2 Hz je přenos větší než 1. Je to dáno nastavením regulátoru.

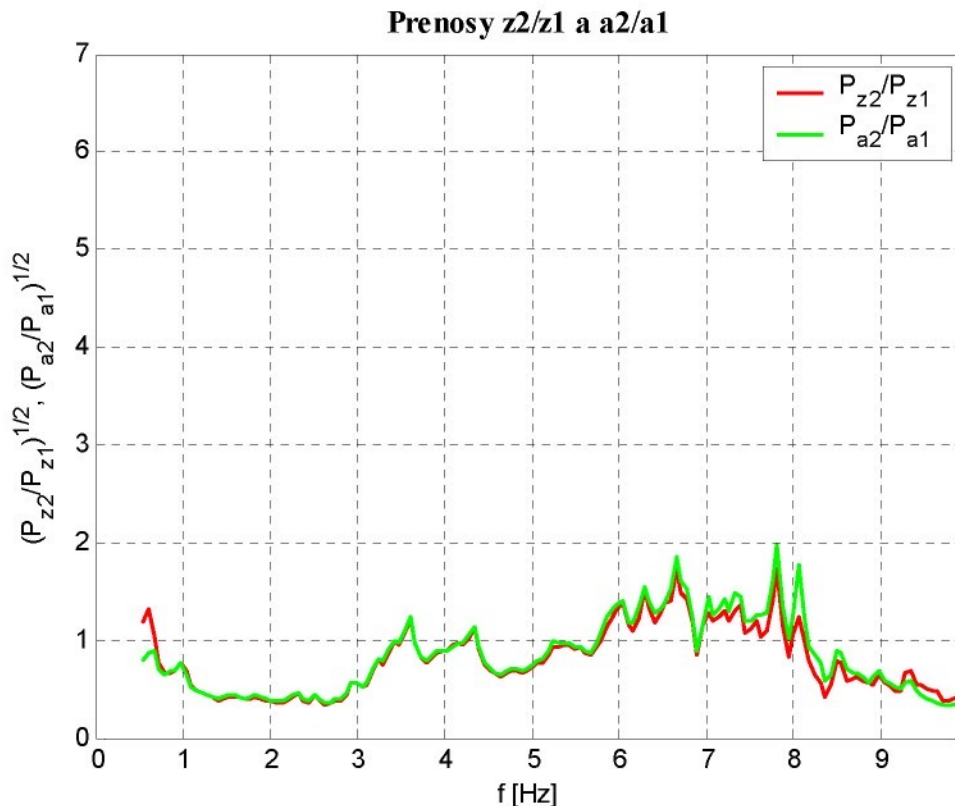


Obr. 30: Spektrální výkonová hustota zdvihu základny a sedáku regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“



Obr. 31: Spektrální výkonová hustota zrychlení základny a sedáku regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPL11“

Přenos zdvihů a zrychlení je na obr. 32. Pro nejnižší kmitočty mezi 0 až 5 Hz by byl žádoucí ještě nižší přenos, naopak na vyšších kmitočtech se v porovnání s průběhem „LIAZ“ systém chová lépe, přičemž pro kmitočty vyšší než 8,2 Hz je přenos opět nižší než 1.



Obr. 32: Přenosy zrychlení a zdvihů základny a sedáku regulovaného systému pro signál TATRA, 100 % amp., m = 50 kg, algoritmus „NPL11“

Shrnutí:

Měření na sedačce s přímým vedením ukázalo celkově uspokojivou funkci regulačního algoritmu pro testovací signály „LIAZ“ a „TATRA“. Rezonanční frekvence sedačky $f_{\text{rez}} = 3,6$ Hz je však z hlediska řízení nevhodná a pro lepší výsledky regulace by měla být nižší. Pro frekvence poruch do 5 Hz jsou výsledky dobré, avšak vyšší frekvence, zvláště v okolí 8 Hz, vykazují problematické výsledky. Výhodou sedačky jsou jednoznačně nízké pasivní odpory dané přímým vedením sedáku po kalených tyčích v ložiskových pouzdrech.

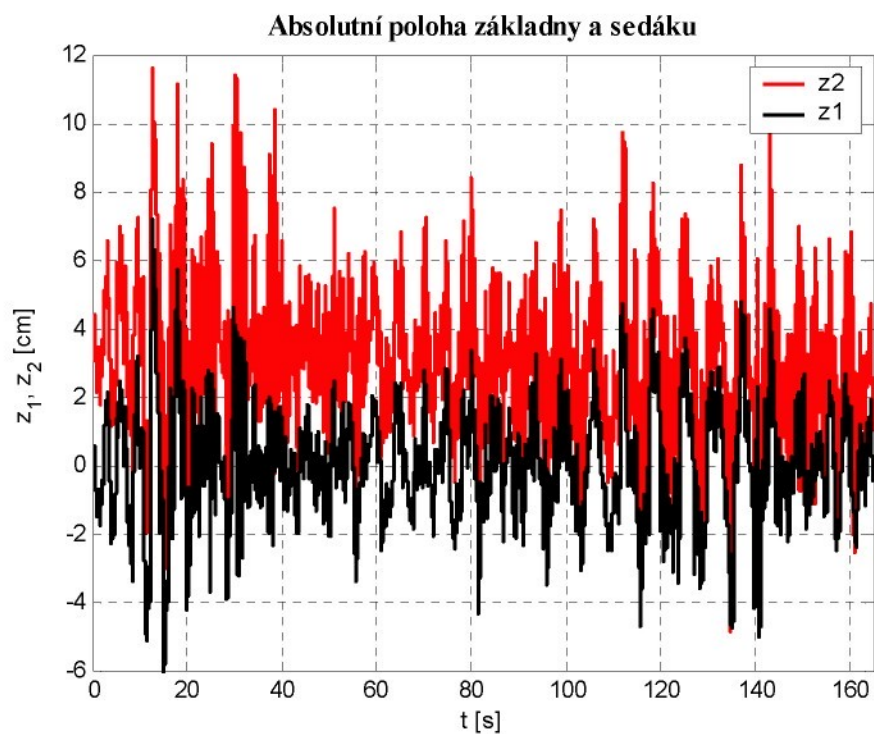
5.2 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK SEDAČKY S NŮŽKOVÝM MECHANISMEM

Měření na sedačce Kamaz probíhalo na neregulovaném systému. Nastavení parametrů regulátoru ještě nebylo úplné a pro potřeby srovnání s matematickým modelem není řízení třeba. Byla pouze linearizovaná průtoková charakteristika servoventilu z měření učiněných pro jeho identifikaci. Na sedačce byly testovány signály „LIAZ“, „TATRA“, skoky, pulsy a chirp signál, což je rozmítaný signál s plynule proměnnou frekvencí od 0 do 9 Hz. Měření probíhalo při konstantní zátěži 50 kg. Pro průběhy „LIAZ“ a „TATRA“ byla změřena poloviční i plná amplituda signálu, avšak při testování plné amplitudy signálu TATRA došlo k poškození horního dorazu a měření nebylo dokončeno. Z tohoto důvodu tento signál bude uveden s poloviční amplitudou. Verze použitého počítačového měřicího systému je „NPLme17“.

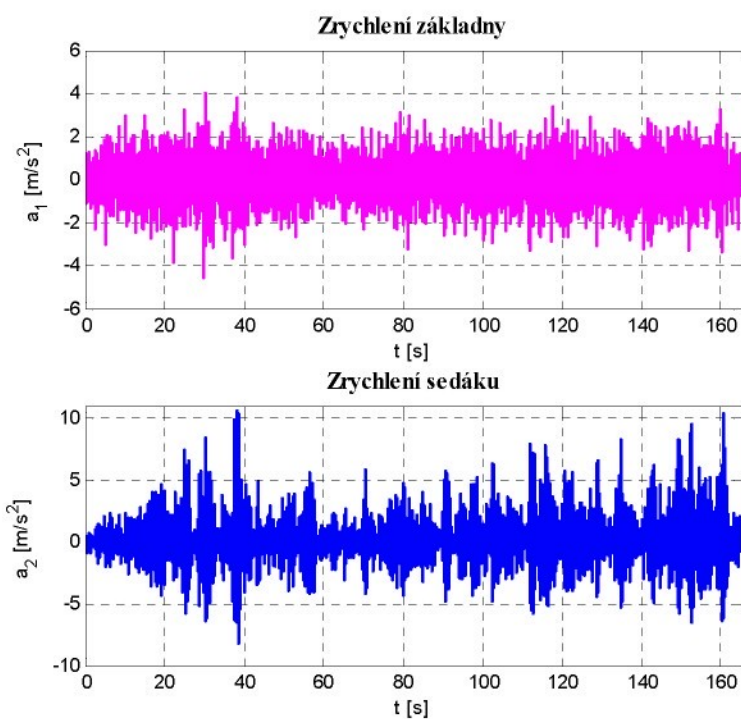
Měřené průběhy:

a) *Signál LIAZ, 100% amplituda, $m = 50$ kg:*

Průběhy zdvihů základny a sedáku jsou na obr. 33. Jak je zde i na dalších grafech vidět, systém bez regulace zesiluje vstupní poruchy. Celkově má průběh vyšší relativní zdvih sedáku než základny. Totéž platí i pro zrychlení, které je na obr. 34. Zde jsou patrné špičky, kdy byl sedák v krajních polohách.

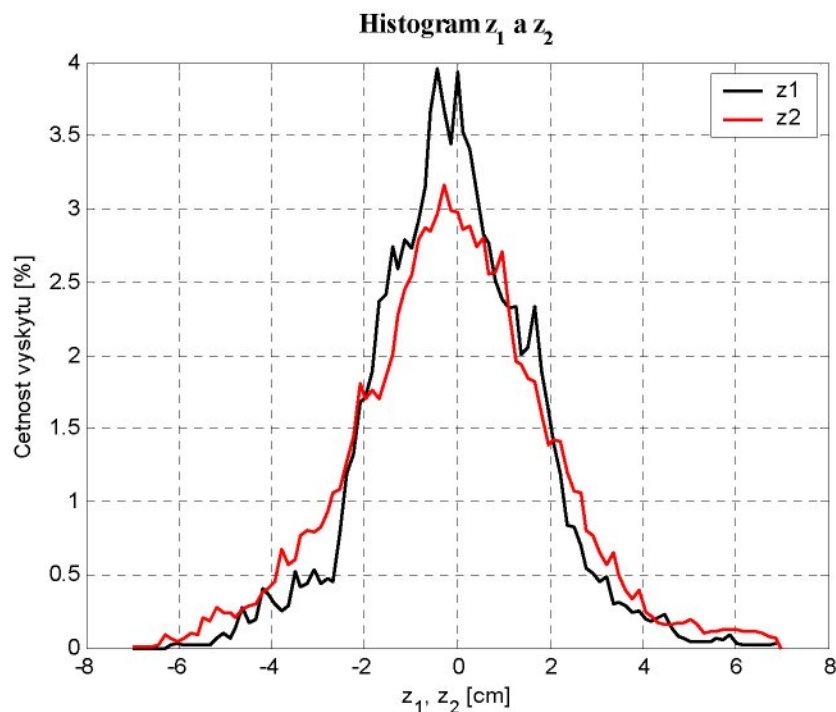


Obr. 33: Absolutní zdvih sedáku a základny neregulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

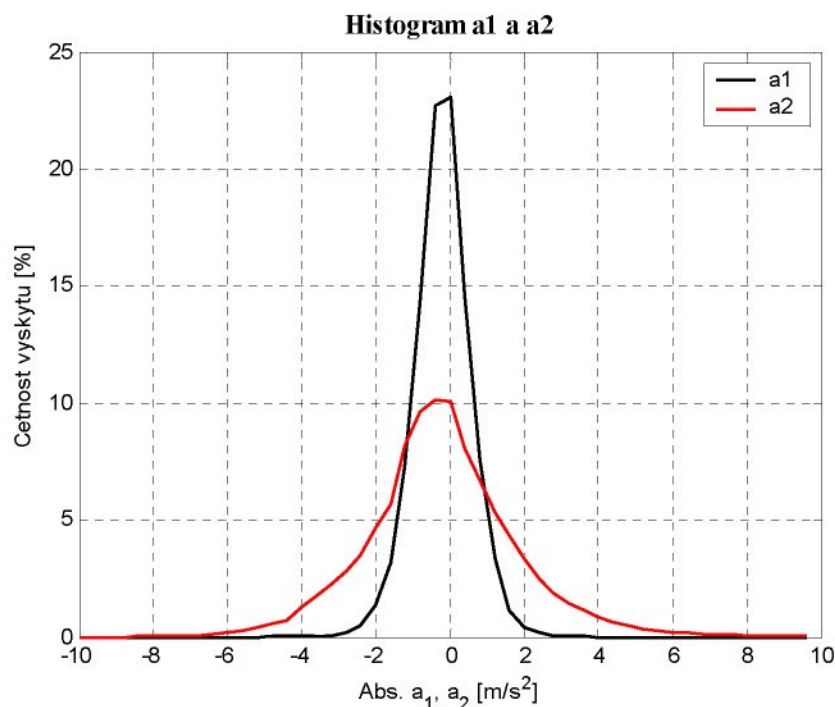


Obr. 34: Zrychlení sedáku a základny neregulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

Histogramy průběhů zdvihu a zrychlení jsou na obr. 35. a 36. Tyto charakteristiky jen potvrzují výše uvedené, na rozdíl od řízeného systému je zde červená křivka zdvihu z_1 a zrychlení a_1 pod černou křivkou značící základnu. To značí větší výskyt vyšších amplitud zdvihu i zrychlení na sedáku. Zvláště patrné je to na histogramu zrychlení.

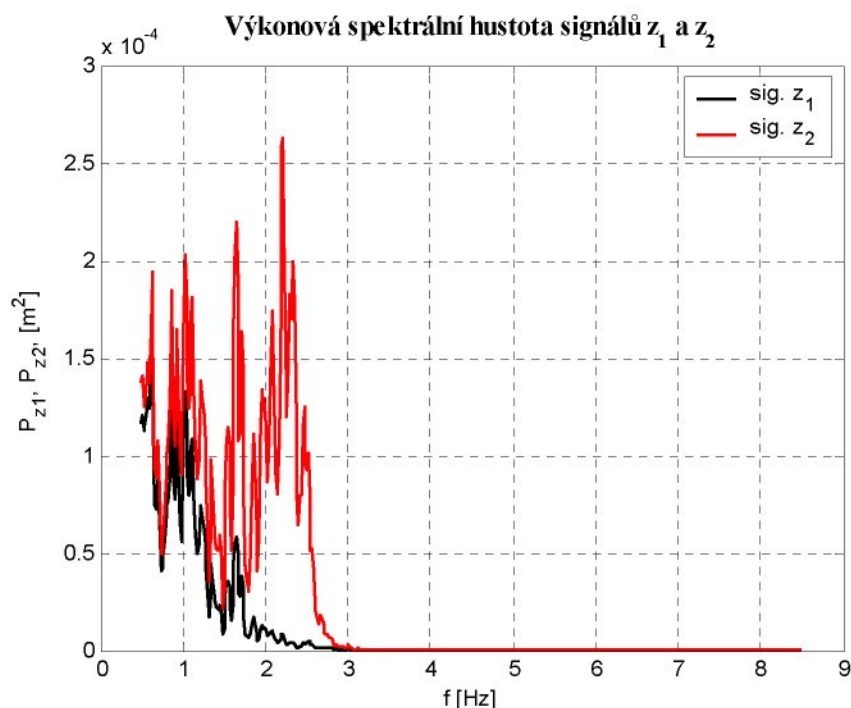


Obr. 35: Histogram zdvihu sedáku a základny neregulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

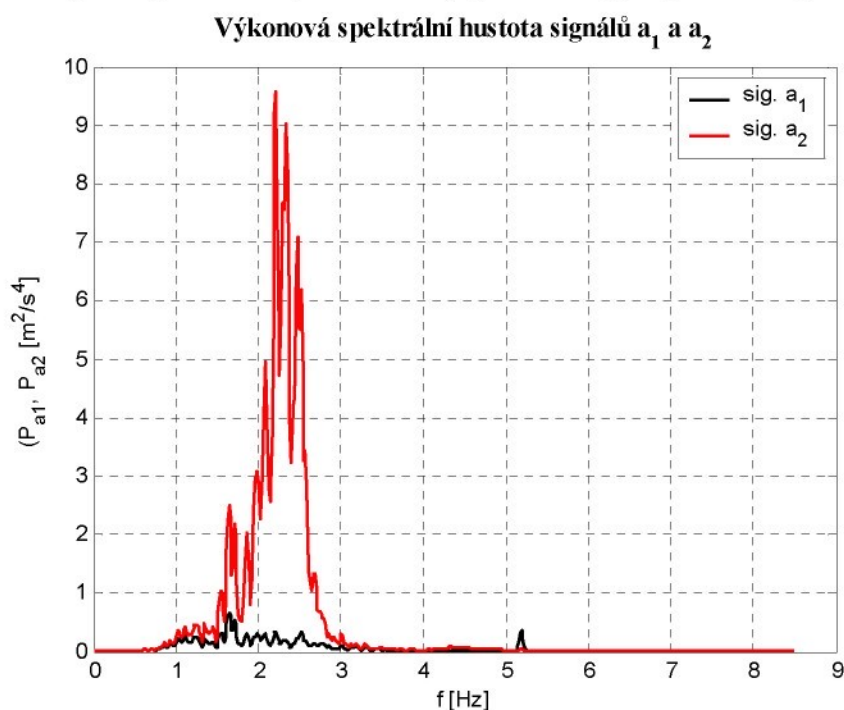


Obr. 36: Histogram zrychlení sedáku a základny neregulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

Spektrální výkonová hustota je zobrazena na obr. 37. a 38. Vyskytují se zde hlavně frekvence do 3 Hz, vyšší jsou již zanedbatelné. Na průběhu hustoty zrychlení je vidět několikanásobně vyšší přenos v oblasti 1,5 až 3 Hz.

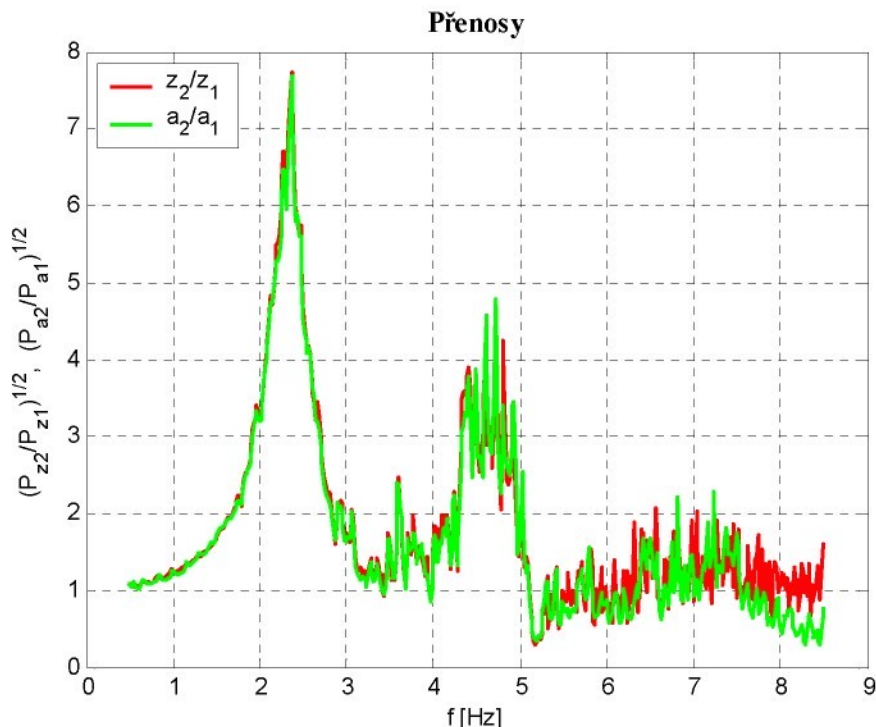


Obr. 37: Spektrální výkonová hustota zdvihu sedáku a základny neregulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“



Obr. 38: Spektrální výkonová hustota zrychlení sedáku a základny neregulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

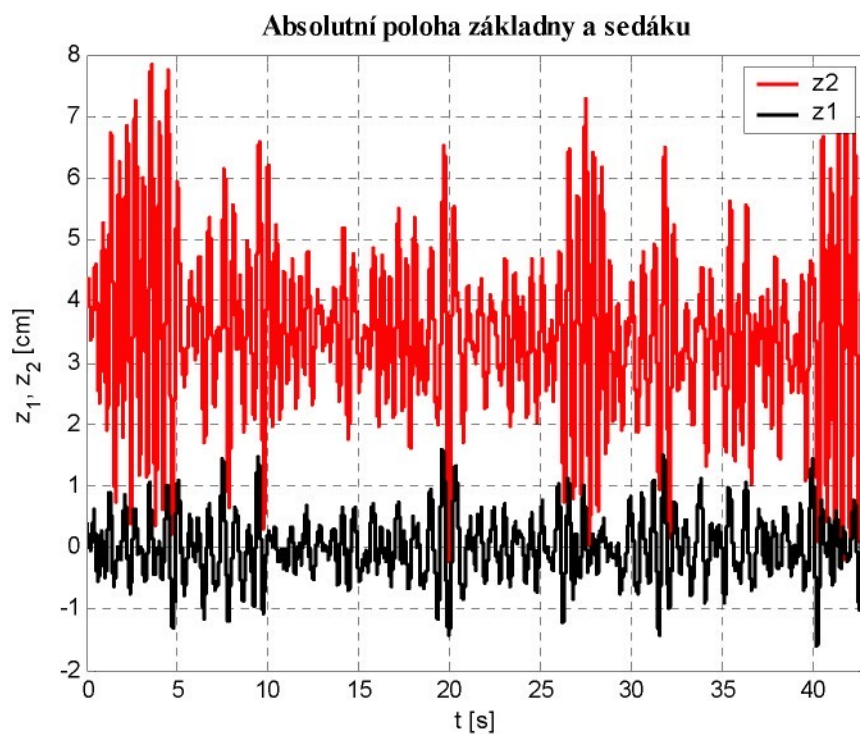
Samotný graf přenosu je zobrazen na obr. 39. Jak je vidět neřízený systém sedačky s nůžkovým mechanismem se chová velmi labilně, má vysoký přenos téměř v celém zkoumaném spektru frekvencí. Je to dáno absencí tlumícího prvku. Vyšší frekvence jsou již mírně tlumeny pasivními odpory.



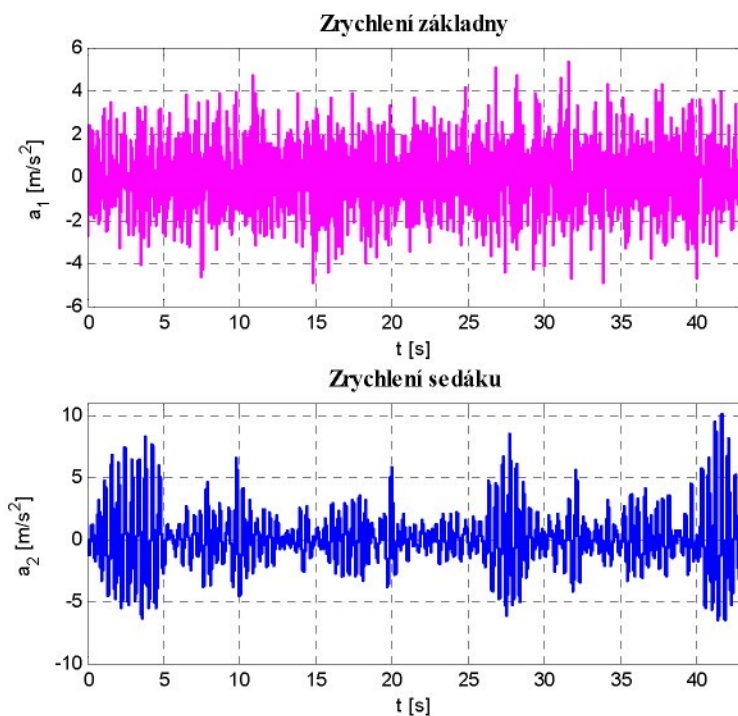
Obr. 39: Přenosy zrychlení a zdvihů základny a sedáku regulovaného systému pro signál LIAZ, 100 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

b) *Signál TATRA, 50% amplituda, $m = 50$ kg:*

Při testování signálu „TATRA“ s plnou amplitudou došlo k poškození horního dorazu a proto je uvedeno předchozí měření na poloviční amplitudě. Reakce neregulovaného systému na vstupní poruchy je, stejně jako v případě signálu LIAZ, jejich zesílení na sedáku sedačky. Průběhy zdvihů a zrychlení jsou vidět na obr. 40. a 41.

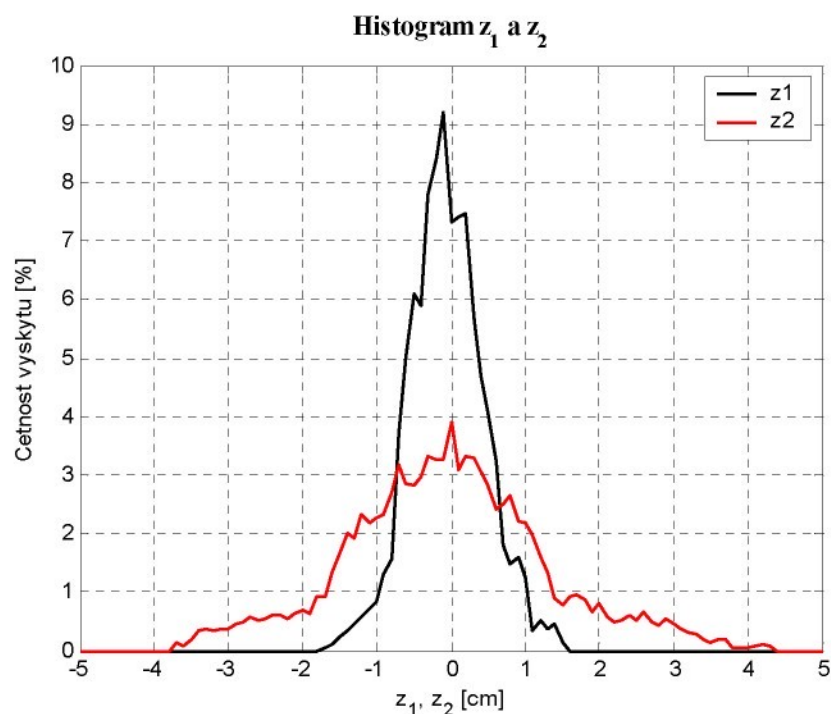


Obr. 40: Absolutní zdvih sedáku a základny neregulovaného systému pro signál TATRA, 50 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

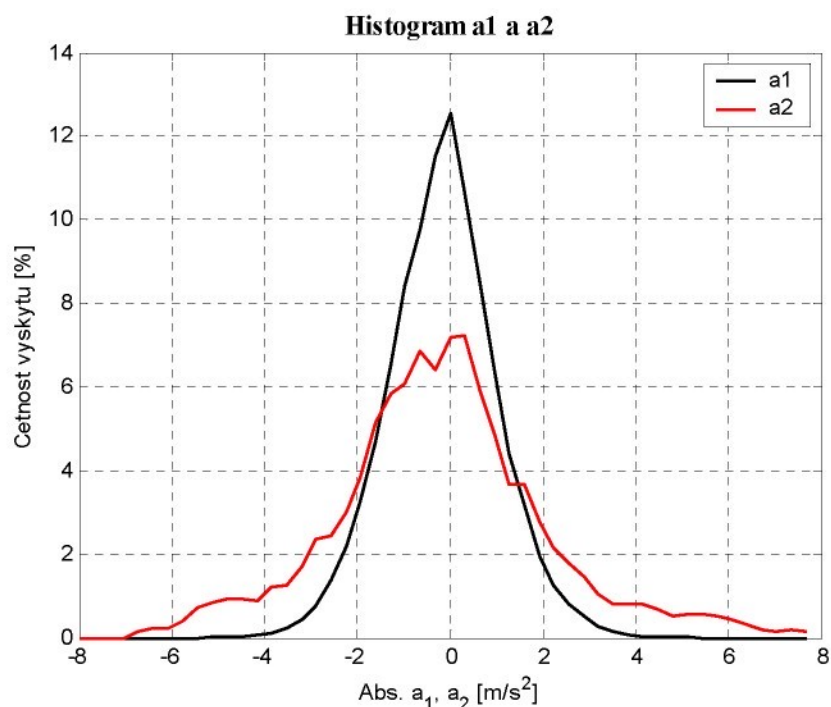


Obr. 41: Zrychlení sedáku a základny neregulovaného systému pro signál TATRA, 50 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

Histogramy odpovídají signálu „LIAZ“, tedy červená křivka histogramu zdvihu i zrychlení sedáku je širší a nižší než histogram základny. Je to dáno vyšším výskytem větších zdvihů a vyšším rozptylem zrychlení.

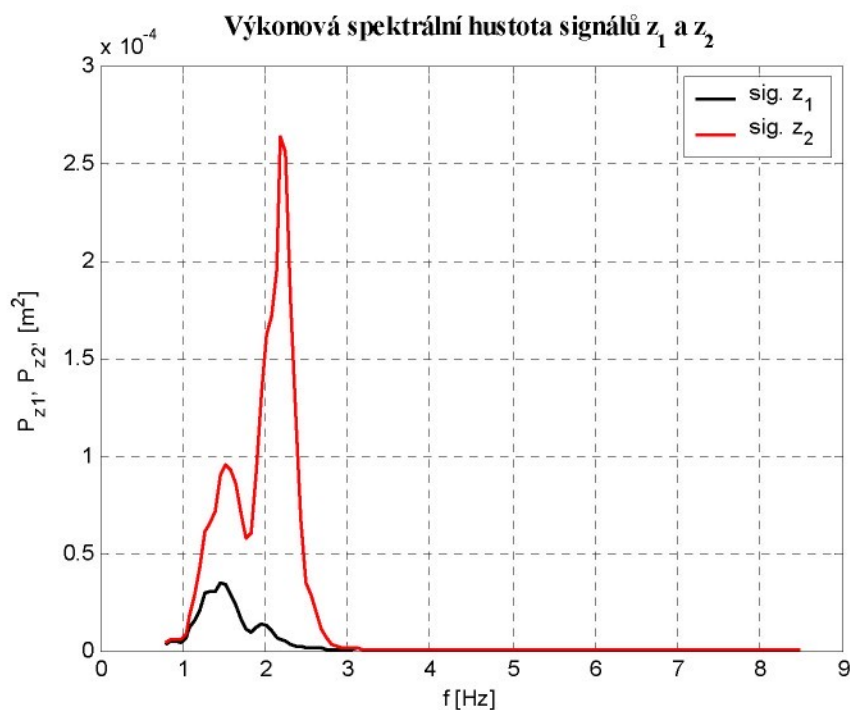


Obr. 42: Histogram zdvihu sedáku a základny neregulovaného systému pro signál TATRA, 50 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

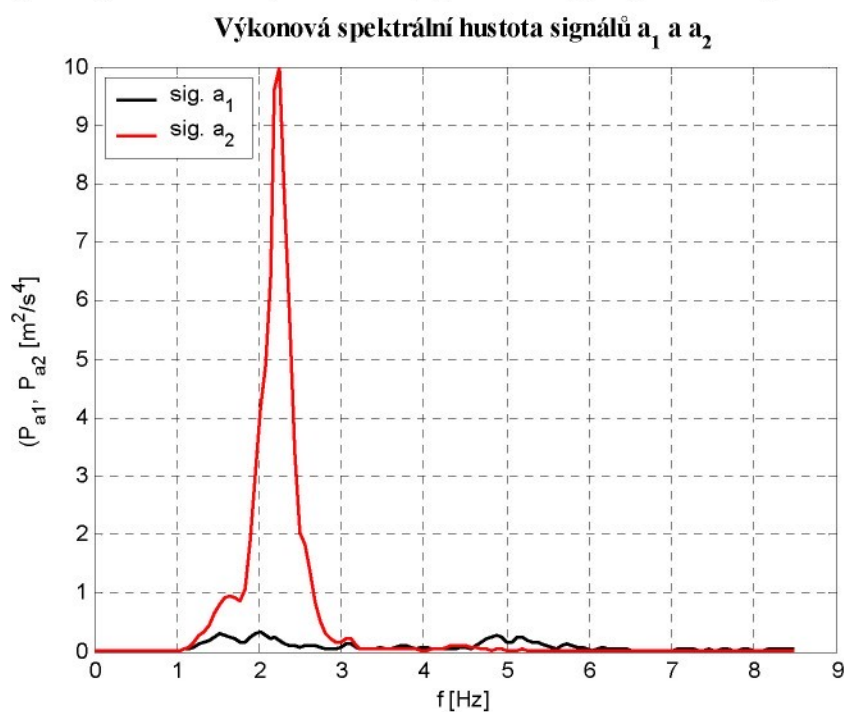


Obr. 43: Histogram zrychlení sedáku a základny neregulovaného systému pro signál TATRA, 50 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

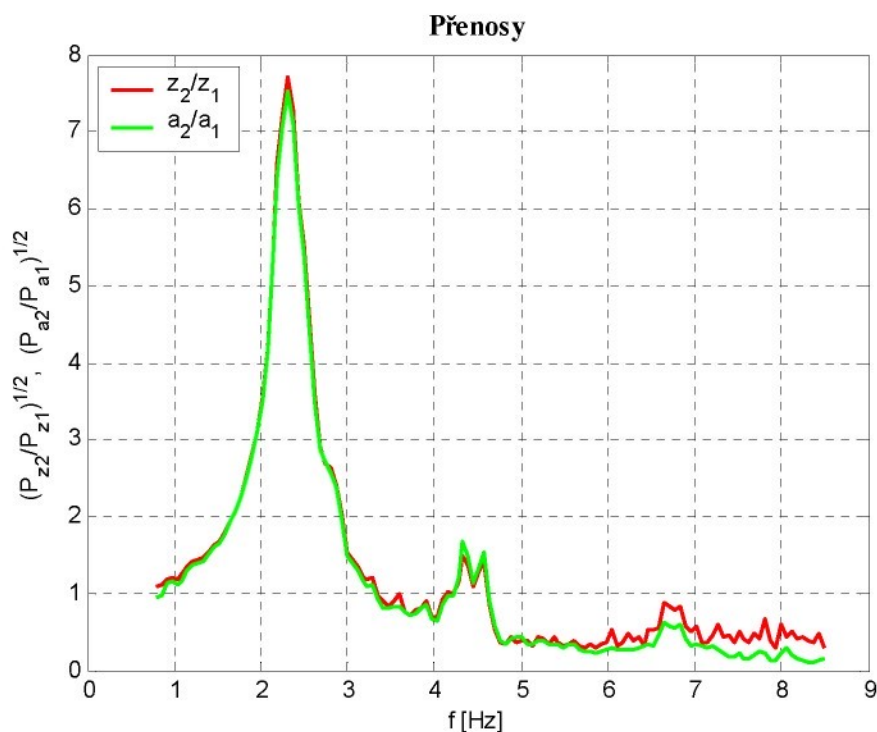
Výkonová spektrální hustota je zobrazena na obr. 44. a 45. Lze pozorovat vysoký přenos, obzvláště v kolem frekvence 2,35 Hz, jak je vidět i na přenosu na obr. 46. Na této frekvenci je rezonance sedačky s nůžkovým mechanismem.



Obr. 44: Spektrální výkonová hustota zdvihu sedáku a základny neregulovaného systému pro signál TATRA, 50 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“



Obr. 45: Spektrální výkonová hustota zrychlení sedáku a základny neregulovaného systému pro signál TATRA, 50 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“



Obr. 46: Přenosy zrychlení a zdvihů základny a sedáku regulovaného systému pro signál TATRA, 50 % amp., $m = 50$ kg, algoritmus „NPLme17“

Shrnutí:

Výhodou sedačky s nůžkovým mechanismem je především nižší rezonanční frekvence $f_{\text{rez}} = 2,35$ Hz, než u předchozího modelu s přímým vedením. Z tohoto důvodu se dají očekávat lepší výsledky jejího aktivního řízení, jak již ukazují první provedené zkoušky. V době vypracování této diplomové práce ještě nebyly k dispozici kompletní výsledky měření na aktivně regulovaném systému této sedačky, jelikož stále probíhá jeho vývoj.

6. MATEMATICKÝ MODEL SEDAČKY ŘIDIČE S NÚŽKOVÝM MECHANISMEM

Pro potřebu optimalizace řídicích algoritmů a vzhledem ke značné nelinearitě testovaného mechanického modelu, bylo nezbytné vytvořit matematický model sedačky řidiče. Jednotlivé algoritmy řízení lze pak na něm ověřit simulací. Matematický model byl vytvořen ve vývojovém prostředí Matlab Simulink.

6.1 ZÁKLADNÍ POPIS MATEMATICKÉHO MODELU

Základní rovnicí popisující matematický model sedačky je rovnice dynamické rovnováhy získané z druhého Newtonova zákona

$$\sum_i F_i = M\ddot{x}, \quad (23)$$

zahrnutím setrvačné síly, síly pružiny a tlumiče a gravitační síly, dostaneme rovnici

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} = \frac{1}{M}(S_{ef}(p_2 - p_a) - F_{rd}) - g - \frac{1}{M}k_d\left(\frac{dz_2}{dt} - \frac{dz_1}{dt}\right), \quad (24)$$

kde z_1 je absolutní poloha základu sedačky a z_2 je absolutní poloha sedáku. S_{ef} je efektivní plocha pneumatické pružiny s vnitřním přetlakem vzduchu p_2 . p_a představuje atmosférický tlak. k_d zastupuje viskózní tlumení a charakterizuje tlumící vlastnosti soustavy. Hmotnost řidiče, resp. jeho části sedící na sedáku se pohybuje v intervalu $M \in \langle 40; 120 \rangle$ kg.

Pro ošetření krajních poloh zdvihu pružiny rovnice (24) obsahuje dorazovou sílu F_{rd} , ve které je voleno $n = 15$, viz [6]

$$F_{rd} = k_{rd} \left(\frac{\frac{l_p}{l_{pmax}}}{2} \right)^n. \quad (25)$$

Vyjádření adiabatické změny tlaku uvnitř pneumatické pružiny nelineární diferenciální rovnicí dostaneme odvozením z rovnice pro adiabatický děj v ideálním plynu

$$pV^\kappa = konst. \quad (26)$$

Rovnici (26) chceme derivovat podle času, přičemž se mění tlak p , objem V a hmotnost m . Rovnici tedy rozšíříme o hmotnost na

$$p\left(\frac{V}{m}\right)^{\kappa} = konst. \quad (27)$$

a provedeme derivaci

$$\frac{\partial}{\partial p}\left[p\left(\frac{V}{m}\right)^{\kappa}\right]\frac{dp}{dt} + \frac{\partial}{\partial V}\left[p\left(\frac{V}{m}\right)^{\kappa}\right]\frac{dV}{dt} + \frac{\partial}{\partial m}\left[p\left(\frac{V}{m}\right)^{\kappa}\right]\frac{dm}{dt} = 0, \quad (28)$$

po úpravách dostaneme finální rovnici, kde časovou změnu tlaku p vyjadřuje

$$\frac{dp}{dt} = p\kappa\left(\frac{Q_m}{m} - \frac{dV}{V}\right), \quad (29)$$

kde $\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dl_p} \frac{dl_p}{dt}$. l_p je délka pneumatické pružiny a je dána vztahem $l_p = z_2 - z_1$.

Její časová změna je tedy vyjádřena jako $\frac{dl_p}{dt} = \frac{dz_2}{dt} - \frac{dz_1}{dt}$.

Pro popis hmotnostního průtoku vzduchu servoventilem se v technické praxi používají dvě rovnice a to pro napouštění (napětí $U > 0$) pneumatické pružiny vzduchem ze zásobníku

$$Q_m = Uk_{v1}\sqrt{p_1(p_1 - p_2)} \quad (30)$$

a dále pro vypouštění vzduchu z pružiny do atmosféry (napětí $U < 0$)

$$Q_m = Uk_{v2}\sqrt{p_2(p_2 - p_a)}. \quad (31)$$

Diferenciální rovnice formulující časovou změnu množství vzduchu v pružině má tvar

$$\frac{dm}{dt} = Q_m. \quad (32)$$

6.2 IDENTIFIKACE PNEUMATICKÉ VLNOVCOVÉ PRUŽINY TRELLEBORG 2 3/4" X 3

K vytvoření matematického modelu je však kromě výše uvedených rovnic nutno identifikovat některé části mechanického modelu sedačky. Jedná se hlavně o akční člen, pneumatickou pružinu Trelleborg 2 3/4" x 3 a o elektropneumatický servoventil SMC VEF 3121-2. Dosáhne se tím lepší shody simulace s reálným systémem.

Nejdůležitějším parametrem pneumatické pružiny, z hlediska silových účinků, je její efektivní plocha. Pružina tvořená elastickým měchem mění s deformací w resp. zdvihem z a také obecně s přetlakem vzduchu uvnitř svoji efektivní plochu. Stanovení její přesné závislosti je velmi důležité pro vytvoření matematického modelu.

Efektivní plocha pružiny je definovaná jako poměr působící zatěžující síly F , která může být v převodu a přetlaku p_p uvnitř pružiny

$$S_{ef} = \frac{F}{p_p}. \quad (33)$$

Rovnovážná zatěžující síla F lze vypočítat pomocí principu virtuálních prací, jak je popsáno v [1]. Předpokládáme zanedbání pasivních odporů majících vliv na deformaci pružiny a energie zastoupené v elastické napjatosti měchu. Pak můžeme říci, že práce vykonaná zatěžovací silou F po elementární dráze dw je úměrná zvýšení přetlaku uvnitř pružiny, tedy potenciální energie při současném zmenšení objemu o hodnotu dV . Lze tedy psát

$$Fdw = p_p(-dV). \quad (34)$$

Vyjádříme-li sílu F , dostaneme

$$F = p_p \left(-\frac{dV}{dw} \right). \quad (35)$$

Dosazením rovnice (35) do vztahu pro efektivní plochu (33), získáme

$$S_{ef} = -\frac{dV}{dw}. \quad (36)$$

V případě osového zatížení, což odpovídá i modelu sedačky s nůžkovým mechanismem, bylo již dříve zjištěno, že vývoj efektivní plochy je závislý především na

deformaci, resp. zdvihu $z = -w$. Závislost na přetlaku lze v tomto případě zanedbat z následujících důvodů:

- zatěžování probíhá pouze osovými silami, jiné jsou zanedbatelné
- použitá pneumatická pružina je rotačně symetrická
- závislost efektivní plochy na přetlaku je u tohoto typu pružiny mnohem méně podstatná, než závislost na deformaci

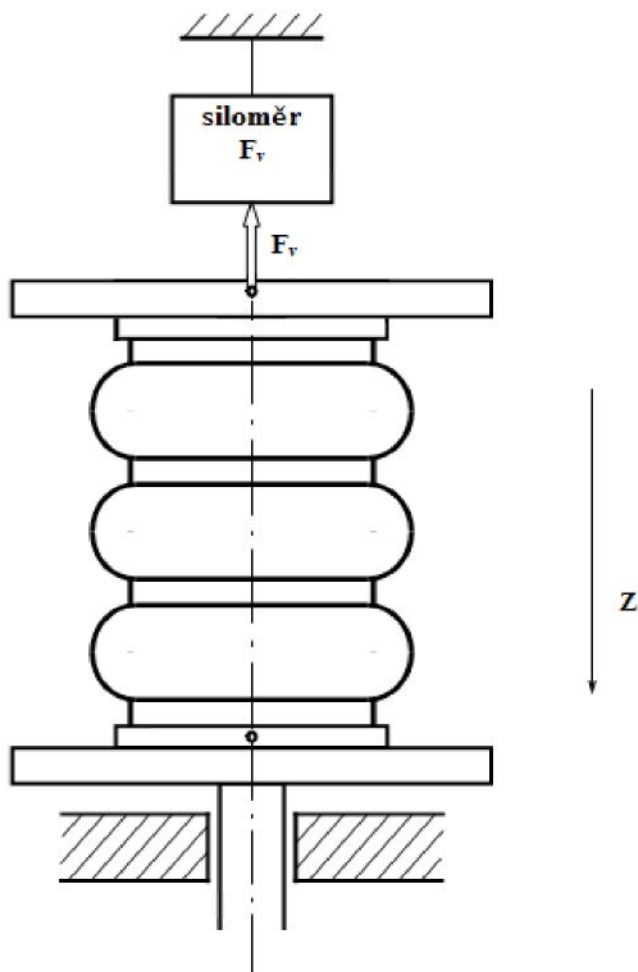
Problematikou měření pneumatických pružin se již dostatečně zabývaly např. práce [7, 8], v rámci nichž byla také provedena rozsáhlá experimentální měření.

6.2.1 MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK PNEUMATICKÉ PRUŽINY

Charakteristiky vlnovcové pneumatické pružiny Trelleborg 2 3/4" x 3 byly získány měřením pasivních odporů na modelu sedačky Kamaz. Na paletu, na níž je usazen hydraulický pulsátor s modelem sedačky, byl připevněn pevný rám z ocelových trubek a profilů. V jeho horní části, uprostřed příčniku, v místě nad pomyslnou osou pneumatické pružiny byl umístěn siloměr a jeho vertikální poloha byla upravena tak, aby se bezprostředně dotýkal vrchní desky sedáku.

Měření probíhalo v několika místech na ploše desky sedáku. Body měření byly zvoleny do kříže, čímž docházelo k zatěžování nejen osovými silami, ale i krutem a bočními silami. Zároveň s tím tedy rostly i pasivní odpory v kloubech modelu.

Získaná charakteristika pružiny však vychází z bodu na desce sedáku procházejícího osou pružiny, jak již bylo popsáno výše. V tomto bodě jsou předpokládány nejnižší pasivní odpory modelu.

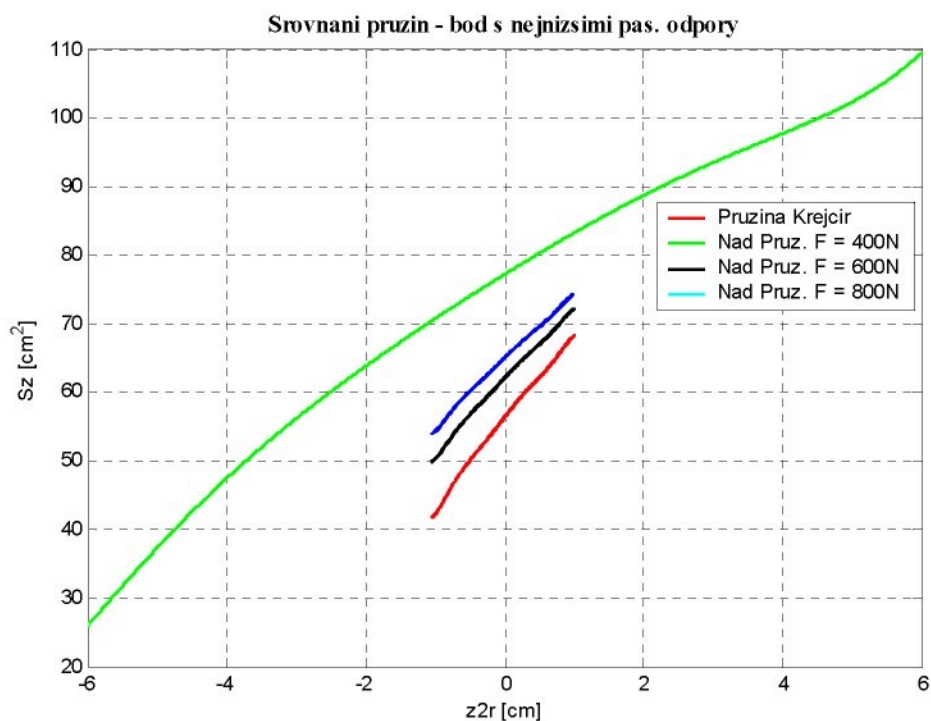


Obr. 47: Schéma měření silového působení na pružinu

Stanovení závislosti efektivní plochy na zdvihu vychází ze vztahu (33). Zatěžovací síla F byla volena jako 400, 600 a 800 N a zdvih byl změřen v rozsahu $z \in \langle -1; 1 \rangle$ cm. Pro srovnání s naměřenými daty byla využita již dříve prof. Krejčířem změřená třívlňová pneumatická pružina VT 170-04, viz obr. 48.

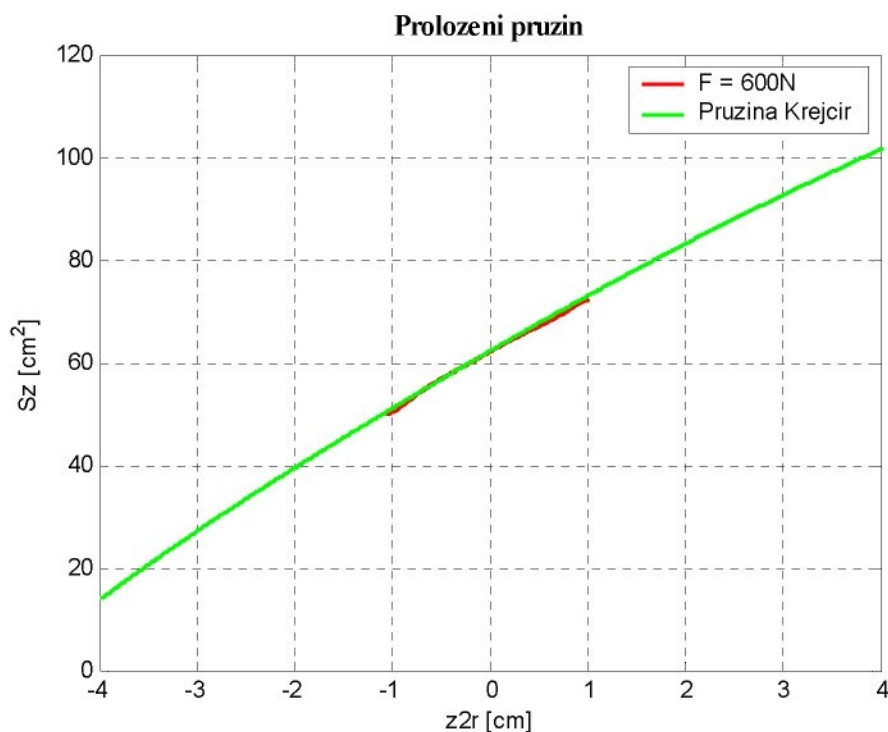
Veškeré závislosti plochy, či objemu na zdvihu, jsou v souladu s prací prof. Krejčíře, brány jako závislost na deformaci pružiny. Tudiž kladné hodnoty zdvihu jsou rozuměny jako stlačení, tj. deformace měchu.

Naměřené průběhy zkoumané závislosti efektivní plochy pružiny na zdvihu původně obsahovaly hysterezi. Ta je dána zejména pasivními odpory pružiny samotné a dále třením v kloubech a ložiscích modelu sedačky. U pružiny samotné jsou odpory dané elastickými vlastnostmi měchu. Ztrátová energie se při deformaci měchu promění v tepelnou energii ve stěně kordované gumy.



Obr. 48: Srovnání pneumatických pružin v bodě s nejnižšími pasivními odpory

Pro charakteristiku pružiny, vloženou do matematického modelu byla zvolena střední zatěžovací síla $F = 600\text{ N}$. Z důvodu malého měřeného zdvihu bylo rozhodnuto o použití charakteristiky z pružiny VT 170-04 proložené křivkou závislosti efektivní plochy na zdvihu při stanoveném zatížení 600 N. Výsledek je na následujícím obr. 49.



Obr. 49: Proložení naměřené a získané charakteristiky pružiny

Výsledný polynom sedmého řádu vyjadřující charakteristiku efektivní plochy pružiny, který se vložil do matematického modelu, byl

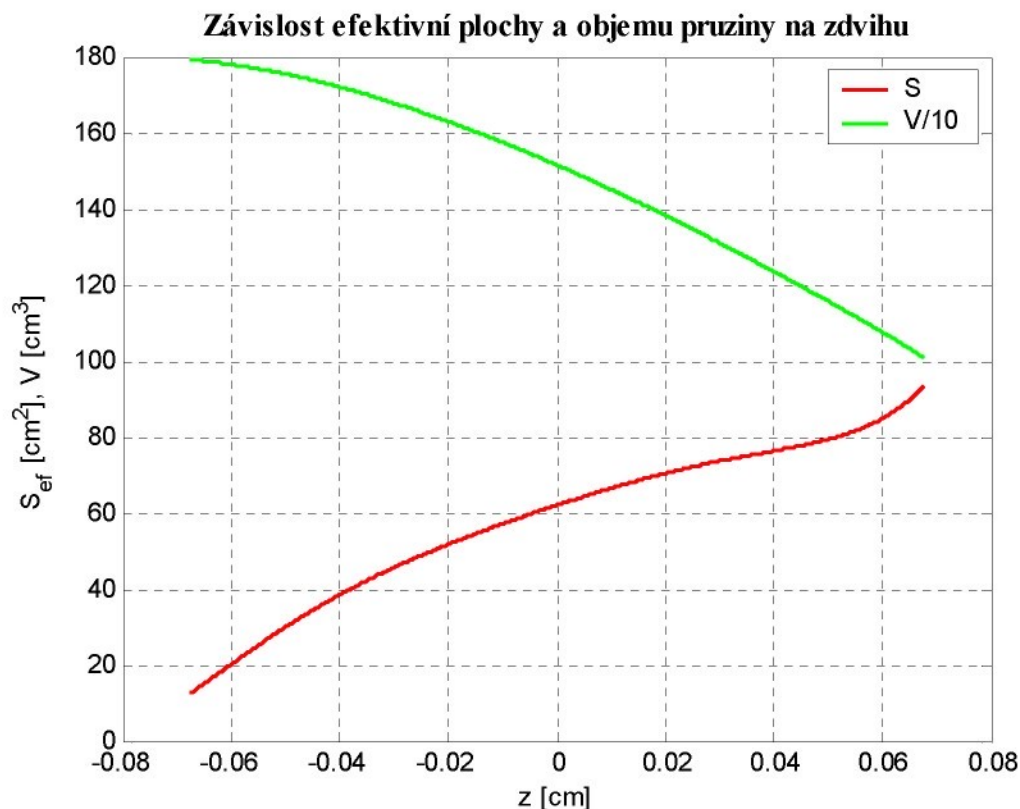
c0	6,212049E+1
c1	4,701413E+0
c2	2,056311E-1
c3	-1,278144E-2
c4	-8,015779E-3
c5	8,738619E-4
c6	1,778517E-4
c7	3,829360E-7

Tab. 1: Koeficienty polynomu

Závislost objemu pružiny na zdvihu byla získaná integrací efektivní plochy podle vztahu

$$V = \int S_{ef} d(z_2 - z_1) + V_0. \quad (37)$$

Výsledný objem i plocha, jak jsou zobrazeny na obr. 50., byly při simulaci optimalizovány pro lepší shodu s reálným modelem úpravou koeficientů polynomu viz Tab. 1.



Obr. 50: Geometrické charakteristiky pružiny použité v matematickém modelu při počátečním přetlaku $p_{p0} = 0,6 \text{ MPa}$

6.3 IDENTIFIKACE PNEUMATICKÉHO SERVOVENTILU

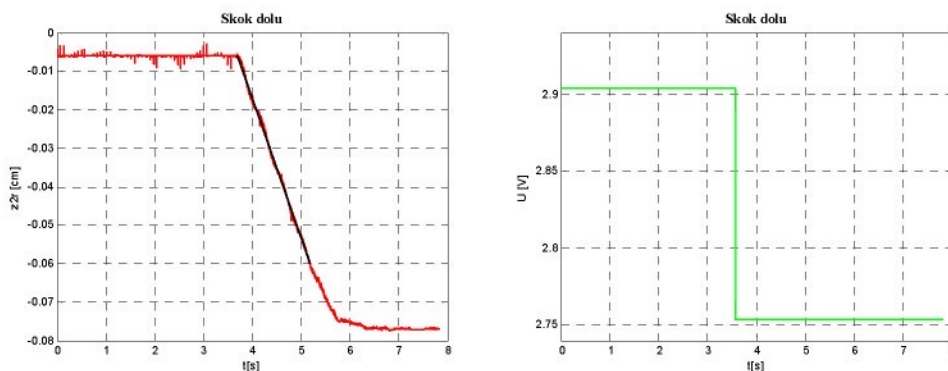
Důležitou částí identifikace mechanického modelu sedačky pro vytváření matematického modelu je vedle pneumatické pružiny také elektricky ovládaný servoventil. V modelu sedačky se používá servoventil od výrobce SMC, typ VEF 3121-2. Charakteristiku ventilu, která je dána polohováním šoupátka uvnitř, čímž dochází ke škrcení, či expanzi, udává průtoková charakteristika, tj. závislost řídicího napětí na průtoku média. Vzhledem k tomu, že detailní vnitřní uspořádání ventilu je neznámé a výrobce neposkytuje potřebné informace, bylo třeba pro popisovaný servoventil danou charakteristiku změřit.

Metodika identifikace ventilu spočívala v proměření skoků řídicího napětí ventilu v rozsahu $U \in \langle 2,1;3,6 \rangle$ V. V rozsahu napětí $U \in \langle 2,8;3,2 \rangle$ V je citlivost ventilu snížena, tj. při rostoucím napětí průtok zůstává na téměř stejné hodnotě. Pod touto oblastí ventil vypouští, nad ní naopak napouští vzduch do pružiny. Celkový rozsah řídicích napětí

ventilu je $U \in \langle 0; 5 \rangle$ V, měřený rozsah je nižší proto, že při krajních hodnotách napětí je sedačka příliš namáhaná a zároveň v těchto oblastech má již průtok přibližně lineární charakteristiku.

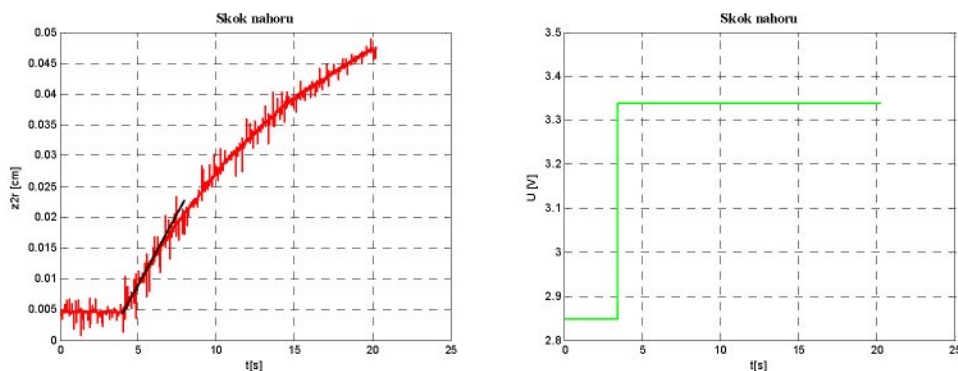
Na měřených skocích napětí se určovala směrnice a zpoždění skoku. Dané určení bylo do značné míry subjektivní, vzhledem k zašumění signálu a často relativně krátkému úseku, ze kterého se směrnice určovala.

Příklady měřených skoků jsou na obr. 51 a 52. Na prvním je skok řídicího napětí z 2,904 V, což byla hodnota napětí, při které ventil udržoval konstantní výšku sedačky, na 2,754 V. Počáteční zatížení bylo 800 N. Pro toto zatížení byla zpracovaná kompenzace průtokové charakteristiky.



Obr. 51: Skok napětí dolů o $U = 0,15$ V na servoventilu a odezva sedačky

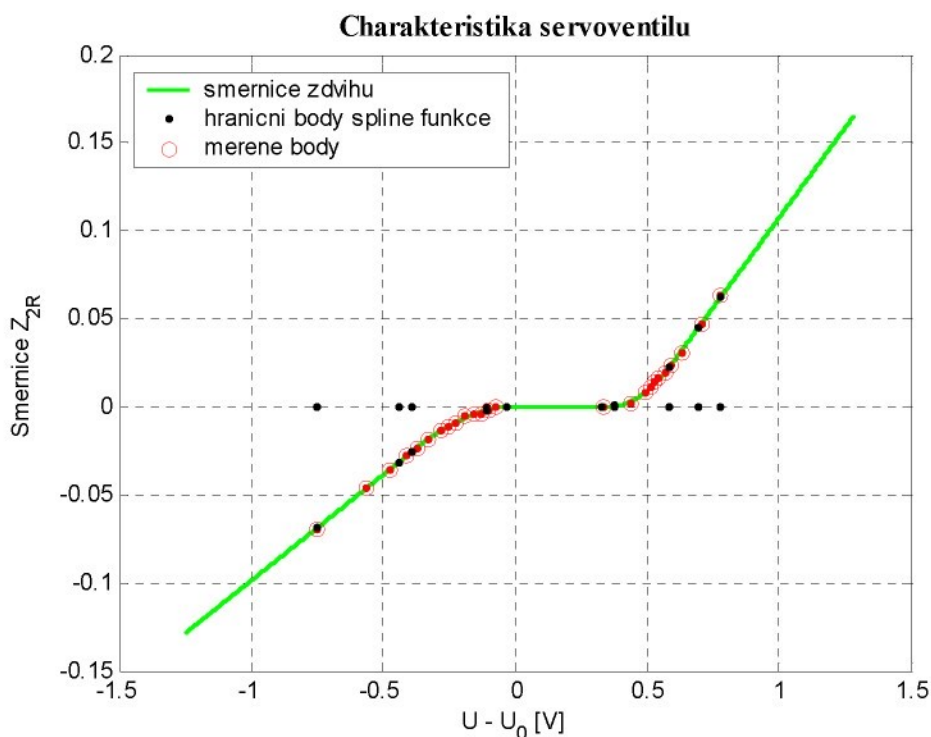
Na druhém obrázku je skok napětí z klidové hodnoty na výsledných 3,34 V.



Obr. 52: Skok napětí nahoru o $U = 0,5$ V na servoventilu a odezva sedačky

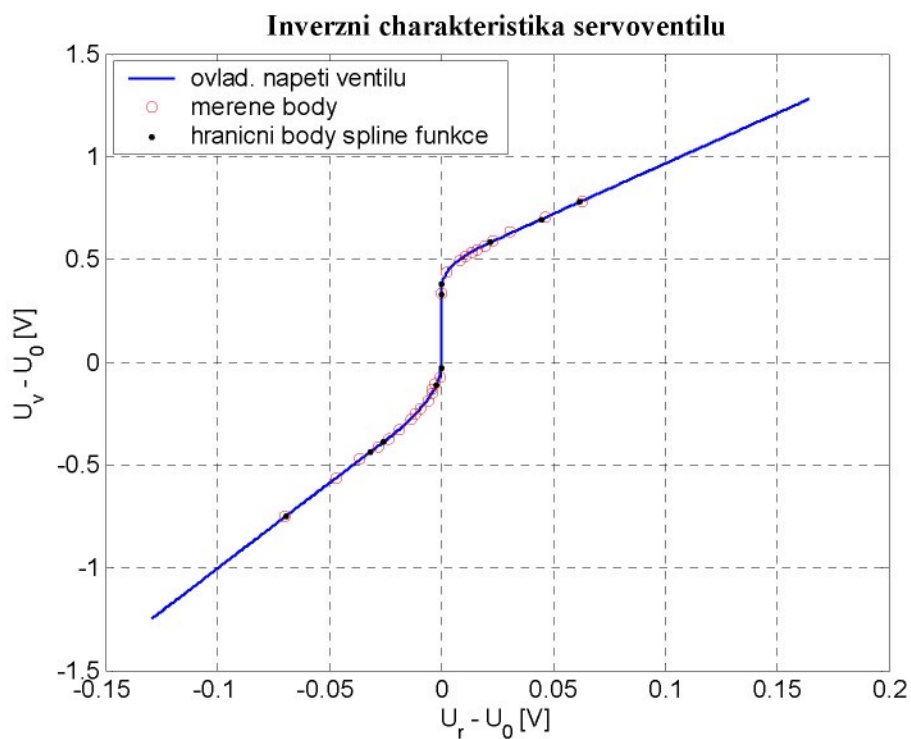
Výsledná průtoková charakteristika při konstantní zátěži $F = 800$ N je na obr. 53. Naměřené body průběhu jsou označeny červenými kroužky. Body jsou proloženy po úsecích funkcí, složenou z polynomů s mocninami různého stupně a to kladným i

záporným znaménkem, která se nazývá „spline“ funkcí. Tato funkce má zajištěnou, na spojnici jednotlivých úseků, spojitou nultou a první derivaci. Místa spojení úseků proložené funkce jsou na grafu označena černými body. Na ose x je vyneseno řídicí napětí servoventilu, od kterého je odečtena hodnota napětí $U_0 = 2,85$ V, při kterém byl průtok servoventilem nulový. Tato hodnota však v průběhu měření kolísala, proto například některé skoky začínaly z hodnoty napětí 2,904 V.



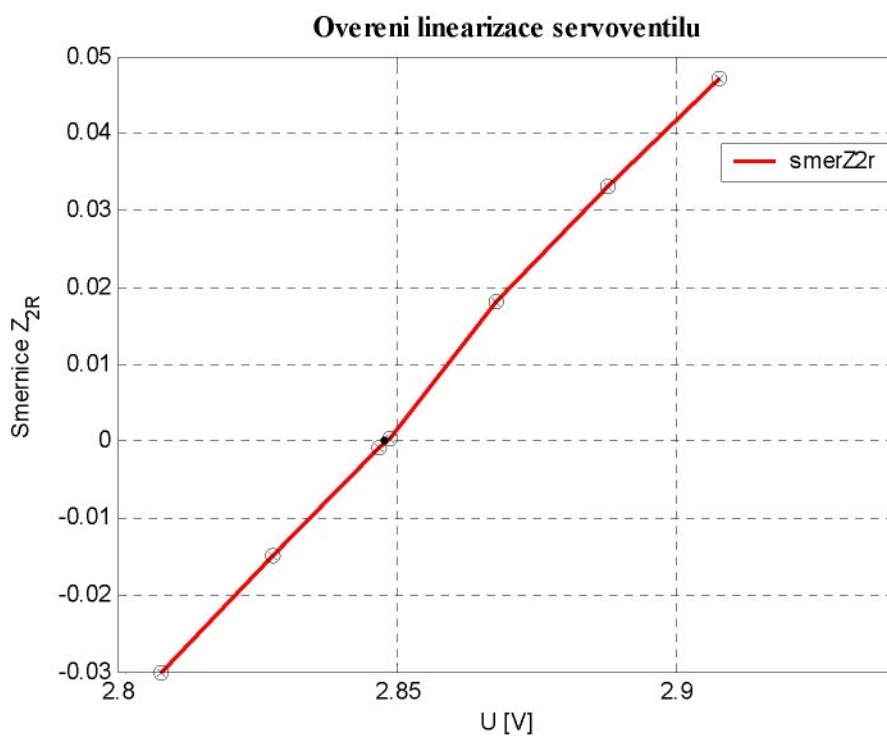
Obr. 53: Závislost směrnice relativního zdvihu z_{2r} sedačky na řídicím napětí U servoventilu

Pro dosažení linearizace charakteristiky servoventilu je třeba získaný průběh z obr. 53. zinvertovat. Získá se tím inverzní – kompenzační funkce, viz. obr. 54., použitelná v řídicím algoritmu i pro matematický model sedačky. Tato charakteristika ve výsledku vykompenzuje necitlivost ventilu na ovládací napětí v rozmezí $U_v \in \langle 2,8; 3,2 \rangle$. Na ose x je vyneseno napětí U_r generované regulátorem (tj. akční veličina) snižené o napětí U_0 . Na ose y je ovládací napětí servoventilu U_v , rovněž snižené o U_0 .



Obr. 54: Kompenzační funkce řízení servoventilu

Výsledná linearizace byla ověřena kontrolním měřením na několika skocích. Z obr. 55. je vidět, že uváděná necitlivost ventilu byla úspěšně potlačena.

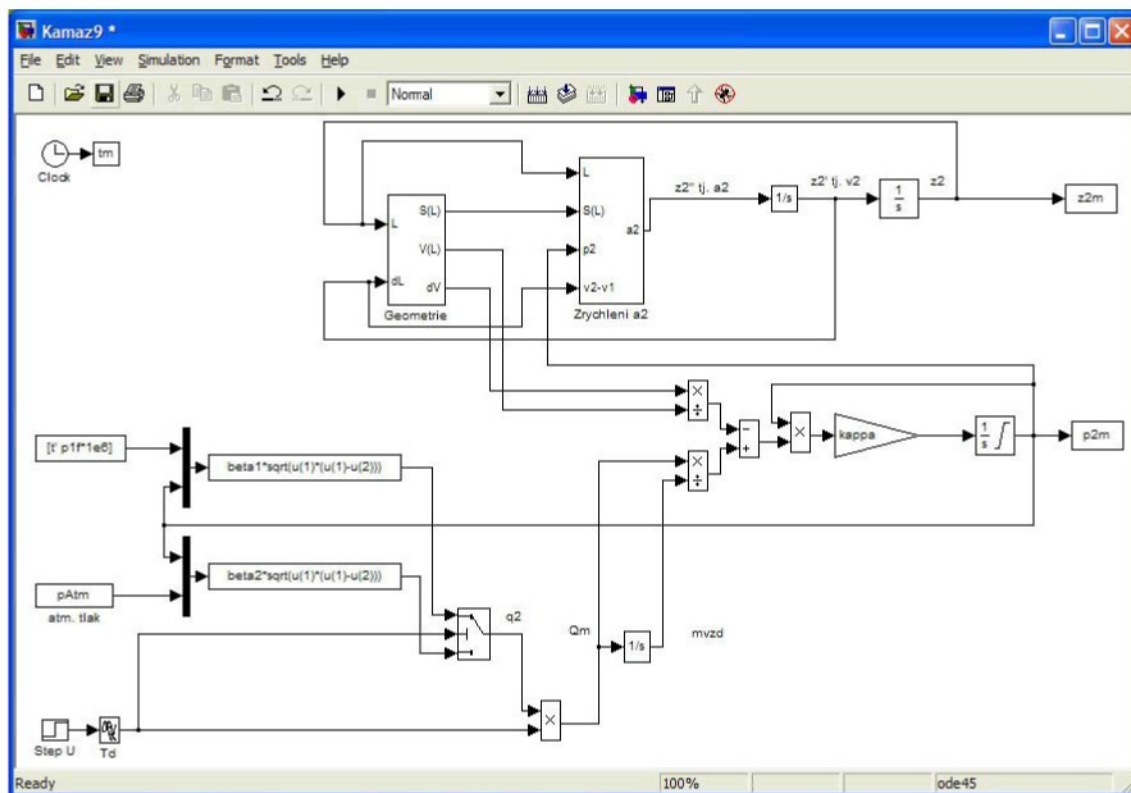


Obr. 55: Ověření linearizace servoventilu

6.4 MATEMATICKÝ MODEL

Pro stanovení algoritmů a prvotního nastavení parametrů řídicího systému, jejich optimalizaci, byl vytvořen počítačový model sedačky s nůžkovým mechanismem. Při jeho tvorbě se vycházelo z rovnic popsanych v kapitole 6.1. Vývojové prostředí Matlab Simulink, ve kterém byl počítačový model vypracován, umožňuje velkou rozmanitost vstupních poruch a signálů, které lze použít pro testování modelu i simulaci reálného systému.

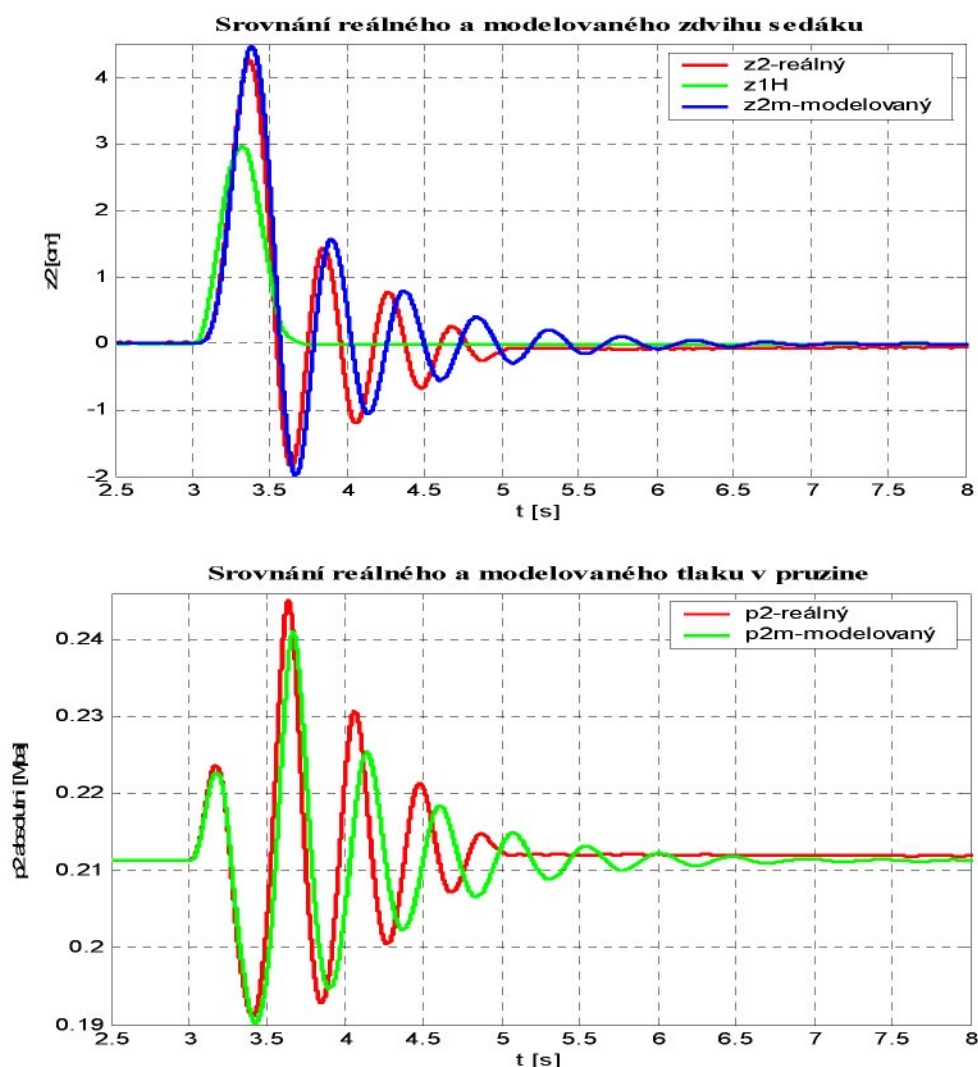
Vytvořený model byl na základě srovnání s výsledky na reálném mechanickém modelu sedačky dále upraven a zpřesněn. Poté byla provedena numerická optimalizace nastavených parametrů modelu, čímž se dosáhlo dalšího přiblížení jeho vlastností reálnému systému.



Obr. 56: Simulační schéma matematického modelu sedačky

Zmíněná optimalizační metoda vychází z funkce programu Matlab *fminsearch*, která reprezentuje Nelder-Meadovu, nebo jak se také nazývá simplexovou metodu. Jde o numerickou metodu hledání lokálního minima funkce několika proměnných ve vícerozměrném prostoru [9].

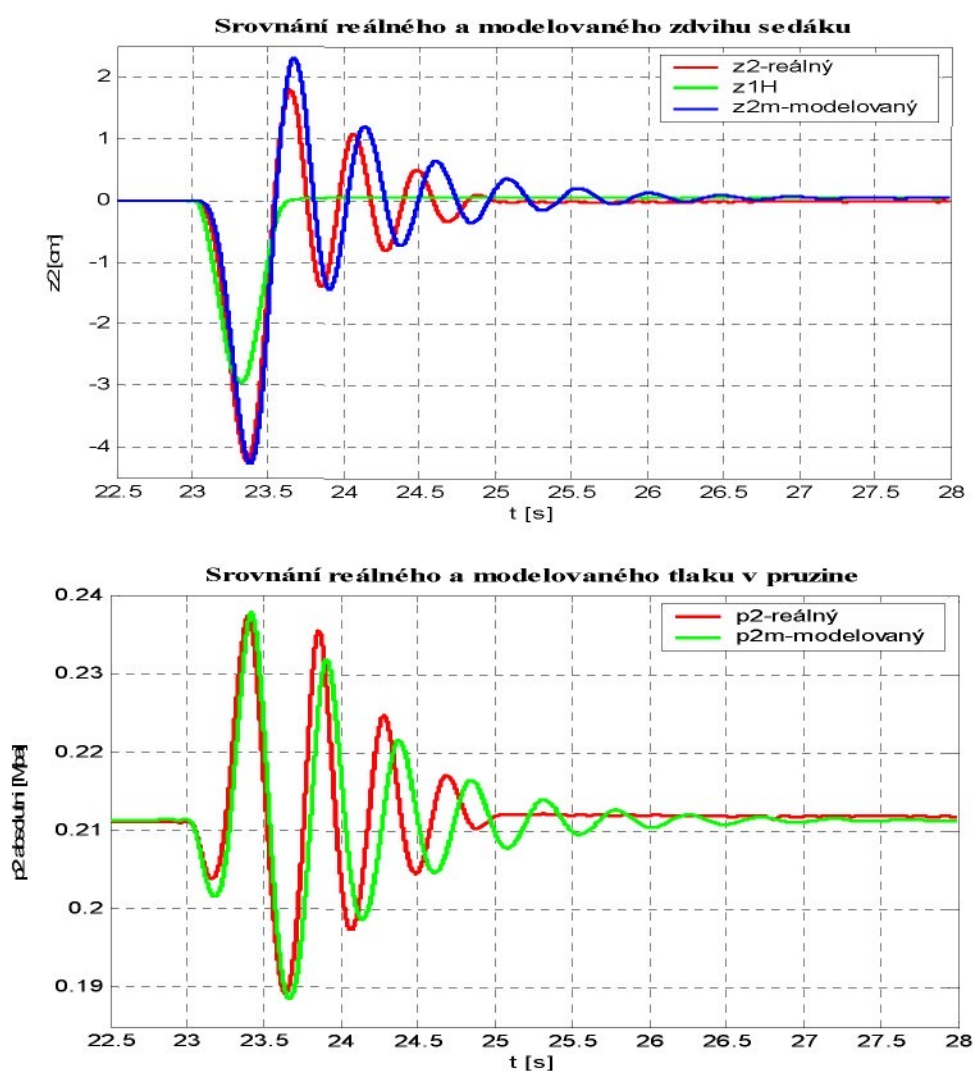
Ověření modelu bylo provedeno pomocí signálu pracovně nazývaného „hrbol“ neboli impuls. Problém při ověřování modelu sedačky činí nepřesnost reprodukce budicího signálu hydraulickým pulsátorem. Řešení toho problému bylo popsáno v práci Ing. Kupky [10]. Na obr. 57. je zobrazena odezva reálného systému a matematického modelu na budicí signál ve tvaru impulsu směrem nahoru. Zobrazena je odezva na zdvihu sedačky, kde průběh $z2$ je reakcí reálného systému a $z2m$ je reakcí matematického modelu. Je zde také zobrazena odezva systému na tlak v měchu pružiny. $p2$ je reálný tlak v pružině, $p2m$ je tlak simulovaný modelem. Zobrazované průběhy reálných odezev jsou odfiltrovány od rušivých šumů.



Obr. 57: Porovnání odezvy skutečného systému a matematického modelu na impuls směrem nahoru

Na obr. 58. je odezva systémů na impuls směrem dolů. Jak lze na obou obrázcích pozorovat, reálný systém vykazuje rozdílné hodnoty ustálených zdvihů sedačky. Je to

dáno rozdílným ustáleným přetlakem uvnitř pneumatické pružiny, způsobený nepřesným polohováním šoupátka v řízeném servoventilu. Další příčinou, která se na problému podílí jsou pasivní odpory, které rozdílné koncové polohy sedáku také ovlivňují. Zároveň pasivní odpory způsobují zpoždění reálného systému za matematickou simulací a odlišné výšky amplitud. Na straně servoventilu lze problém vyřešit zavedením přidavné polohové zpětné vazby k šoupátku.

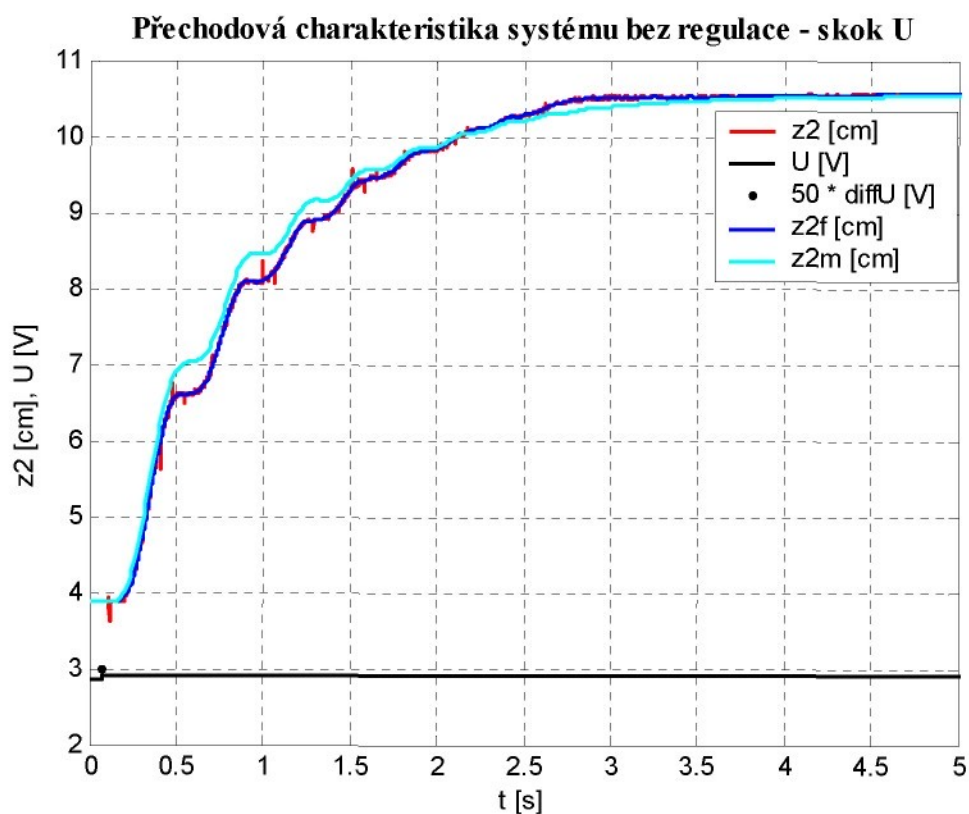


Obr. 58: Porovnání odezvy skutečného systému a matematického modelu na impuls směrem dolů

Pro ověření modelu byl rovněž zvolen napěťový skok a jeho odezva na zdvihu sedáku, jak je znázorněno na obr. 59. V této verifikaci se opět projevila nedokonalost modelu vlivem absence implementování pasivních odporů. Důsledkem bylo předběhnutí simulovaného signálu reálnému, který před prvním pohybem sedáku musel

překonat statický pasivní odpor. Toto bylo částečně kompenzováno zavedením dopravního zpoždění, které je v reálném systému rovněž přítomné.

Druhým problémem je nedokonalost vložené charakteristiky pneumatické pružiny, která neodpovídá přesně skutečnosti a vnáší do modelu chybu. Proto bude třeba charakteristiky pružiny znovu proměřit, nejlépe na stroji k tomu určeném a v potřebném rozsahu zdvihů.



Obr. 59: Přechodová charakteristika systému bez regulace

Matematický model po optimalizaci poměrně úspěšně simuluje mechanický model sedačky řidiče s nůžkovým mechanismem i navzdory popsáným problémům a lze jej použít k návrhu řídicích algoritmů a optimalizaci parametrů řídicího systému.

7. ZÁVĚR

Při vývoji experimentálního vibroizolačního systému sedačky řidiče bylo testováno několik mechanických modelů. Po prvním modelu s paralelogramovou konstrukcí, který se ukázal nevhodný pro své pasivní odpory a vodorovný pohyb sedáku při zdvihu, byl vytvořen experimentální model sedačky s přímo vedeným sedákem. Při jeho konstrukci byla použita ložisková pouzdra vedená po povrchově kalených vodících tyčích. Tím bylo dosaženo nízkých pasivních odporů, avšak rezonanční frekvence modelu byla vysoká a z hlediska řízení nevhodná. Provedená měření ukázala, že aktivní řízení se dokázalo relativně dobře vyrovnat s náhodnými testovacími průběhy „LIAZ“ a „TATRA“, na vyšších frekvencích však přenos sedačky nebyl uspokojivý.

Pro posouzení měřených signálů na modelech sedaček byl v prostředí Matlab naprogramován statistický vyhodnocovací program. Na základě vygenerovaných výsledků lze hodnotit jak testovaný model, tak i samotný signál a rozhodovat o dalších možných zlepšeních mechanického modelu.

Z důvodu potřeby vytvořit takový model sedačky, který by mohl být uveden do výroby, byl vytvořen model sedačky s nůžkovým mechanismem Kamaz. Vzhledem ke konstrukci se očekávaly zvýšené pasivní odpory v kloubech mechanismu, ve skutečnosti ale jejich velikost není velkým problémem. Rezananční frekvence sedačky Kamaz je nižší než u předchozího modelu a soudě podle prvních měření, lze očekávat lepší výsledky při tlumení vibrací. Aktivní řízení tohoto modelu je stále ve vývoji.

K optimalizaci řídicího systému sedačky Kamaz byly identifikovány důležité části mechanického modelu a byl vytvořen počítačový model sedačky, na kterém lze ověřovat rozličné testovací průběhy. Jejich vyhodnocením lze nastavit parametry regulátoru a ověřovat různé algoritmy řízení. Vytvořený matematický model i přes některé nedostatky relativně dobře zachycuje podstatu identifikovaného modelu a lze použít pro vývoj systému aktivního řízení. Pro jeho zpřesnění je třeba opětovně proměřit charakteristiky pneumatické pružiny a to v plném rozsahu zdvihů.

Dalšími možnostmi zlepšení mechanického modelu sedačky by bylo například doplnění přídavného objemu k pneumatické pružině, čímž by došlo ke snížení rezonanční frekvence a zlepšení podmínek pro řízení vibroizolačního systému. Pro srovnání s komerčně vyráběnými sedačkami bylo testováno sedadlo od firmy ISRINGHAUSEN. Z naměřených výsledků lze říci, že vyvíjené aktivní řízení podává lepší výsledky při tlumení vibrací.

Samotný matematický model by mohl být zlepšen rozšířením popisu o pasivní odpory. Princip modelování pasivních odporů byl odzkoušen, avšak pro velkou složitost nebyl do matematického modelu zahrnut a mohl by být námětem další diplomové či bakalářské práce. Samotné aktivní řízení nebylo předmětem této práce a proto ani není zahrnut jeho bližší popis.

SEZNAM OBRÁZKŮ

OBR. 1: VLNOVCOVÁ PNEUMATICKÁ PRUŽINA RUBENA, ZDROJ: [3]	18
OBR. 2: VAKOVÁ PNEUMATICKÁ PRUŽINA BEZ BANDÁŽE TAURUS 260X340	19
OBR. 3: MEMBRÁNOVÁ PNEUMATICKÁ PRUŽINA 1X60-1 (SAGA-PIRELLI, ITÁLIE)	20
OBR. 4: ELEKTROPNEUMATICKÝ SERVOVENTIL	21
OBR. 5: ŘEZ SERVOVENTILEM SMC VEF 3121	22
OBR. 6: PRINCIP FUNGOVÁNÍ SERVOVENTILU, ZDROJ: [11]	24
OBR. 7: ZÁKLADNÍ KONSTRUKCE ODPRUŽENÝCH SEDAČEK S PARALELOGRAMOVÝM MECHANISMEM, (1) ZÁKLADNA (2) ODPRUŽENÝ SEDÁK (3) KYVNÁ RAMENA MECHANISMU, ZDROJ: [6]	26
OBR. 8: SCHÉMA MODELU SEDAČKY ŘIDIČE BEZ HYDRAULICKÉHO TLUMIČE S VLNOVCOVOU PNEUMATICKOU PRUŽINOU, ZDROJ: [6]	27
OBR. 9: REALIZOVANÝ MECHANICKÝ MODEL SEDAČKY S PARALELOGRAMOVÝM MECHANISMEM, ZDROJ: [6]	28
OBR. 10: MECHANICKÝ MODEL SEDAČKY S PŘÍMÝM VEDENÍM	29
OBR. 11: JEDNODUCHÉ SCHÉMA VIBROIZOLAČNÍHO SYSTÉMU SEDAČKY ŘIDIČE	30
OBR. 12: SCHÉMA MODELU SEDAČKY S NŮŽKOVÝM MECHANISMEM KAMAZ, ZDROJ: [10]	31
OBR. 13: MODEL SEDAČKY S NŮŽKOVÝM MECHANISMEM KAMAZ	32
OBR. 14: ABSOLUTNÍ ZDVIH SEDÁKU A ZÁKLADNÝ REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	38
OBR. 15: ŘÍDÍČÍ NAPĚTÍ SERVOVENTILU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ,	39
OBR. 16: OŘEZ MĚŘENÝCH DAT ZDVIHU Z/ ZÁKLADNÝ PRO SIGNÁL LIAZ	40
OBR. 17: ZRYCHLENÍ SEDÁKU A ZÁKLADNÝ REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ,	40
OBR. 18: HISTOGRAM ZDVIHU ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	41
OBR. 19: HISTOGRAM ZRYCHLENÍ ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	42
OBR. 20: HISTOGRAM ČASOVÉ ZMĚNY ZRYCHLENÍ ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	42
OBR. 21: SPEKTRÁLNÍ VÝKONOVÁ HUSTOTA ZDVIHU ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	43
OBR. 22: SPEKTRÁLNÍ VÝKONOVÁ HUSTOTA ZRYCHLENÍ ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	44
OBR. 23: PŘENOSY ZRYCHLENÍ A ZDVIHŮ ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	45
OBR. 24: ABSOLUTNÍ ZDVIH SEDÁKU A ZÁKLADNÝ REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	46
OBR. 25: ZRYCHLENÍ SEDÁKU A ZÁKLADNÝ REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA,	46
OBR. 26: ŘÍDÍČÍ NAPĚTÍ SERVOVENTILU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA,	47
OBR. 27: HISTOGRAM ZDVIHU ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	48
OBR. 28: HISTOGRAM ZRYCHLENÍ ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	48
OBR. 29: HISTOGRAM ČASOVÉ ZMĚNY ZRYCHLENÍ ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	49
OBR. 30: SPEKTRÁLNÍ VÝKONOVÁ HUSTOTA ZDVIHU ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	50
OBR. 31: SPEKTRÁLNÍ VÝKONOVÁ HUSTOTA ZRYCHLENÍ ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	50
OBR. 32: PŘENOSY ZRYCHLENÍ A ZDVIHŮ ZÁKLADNÝ A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPL11“	51
OBR. 33: ABSOLUTNÍ ZDVIH SEDÁKU A ZÁKLADNÝ NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	53
OBR. 34: ZRYCHLENÍ SEDÁKU A ZÁKLADNÝ NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ,	53
OBR. 35: HISTOGRAM ZDVIHU SEDÁKU A ZÁKLADNÝ NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	54
OBR. 36: HISTOGRAM ZRYCHLENÍ SEDÁKU A ZÁKLADNÝ NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	54

OBR. 37: SPEKTRÁLNÍ VÝKONOVÁ HUSTOTA ZDVIHU SEDÁKU A ZÁKLADNY NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	55
OBR. 38: SPEKTRÁLNÍ VÝKONOVÁ HUSTOTA ZRYCHLENÍ SEDÁKU A ZÁKLADNY NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	55
OBR. 39: PŘENOSY ZRYCHLENÍ A ZDVIHŮ ZÁKLADNY A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL LIAZ, 100 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	56
OBR. 40: ABSOLUTNÍ ZDVIH SEDÁKU A ZÁKLADNY NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 50 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	57
OBR. 41: ZRYCHLENÍ SEDÁKU A ZÁKLADNY NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 50 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	57
OBR. 42: HISTOGRAM ZDVIHU SEDÁKU A ZÁKLADNY NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 50 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	58
OBR. 43: HISTOGRAM ZRYCHLENÍ SEDÁKU A ZÁKLADNY NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 50 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	58
OBR. 44: SPEKTRÁLNÍ VÝKONOVÁ HUSTOTA ZDVIHU SEDÁKU A ZÁKLADNY NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 50 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	59
OBR. 45: SPEKTRÁLNÍ VÝKONOVÁ HUSTOTA ZRYCHLENÍ SEDÁKU A ZÁKLADNY NEREGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 50 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	59
OBR. 46: PŘENOSY ZRYCHLENÍ A ZDVIHŮ ZÁKLADNY A SEDÁKU REGULOVANÉHO SYSTÉMU PRO SIGNÁL TATRA, 50 % AMP., M = 50 KG, ALGORITMUS „NPLME17“	60
OBR. 47: SCHÉMA MĚŘENÍ SILOVÉHO PŮSOBNÍ NA PRUŽINU	65
OBR. 48: SROVNÁNÍ PNEUMATICKÝCH PRUŽIN V BODĚ S NEJNIŽŠÍMI PASIVNÍMI ODPORY	66
OBR. 49: PROLOŽENÍ NAMĚŘENÉ A ZÍSKANÉ CHARAKTERISTIKY PRUŽINY	67
OBR. 50: GEOMETRICKÉ CHARAKTERISTIKY PRUŽINY POUŽITÉ V MATEMATICKÉM MODELU PŘI POČÁTEČNÍM PŘETLAKU $p_{p0} = 0,6MPa$	68
OBR. 51: SKOK NAPĚTÍ DOLŮ O $U = 0,15$ V NA SERVOVENTILU A ODEZVA SEDAČKY	69
OBR. 52: SKOK NAPĚTÍ NAHORU O $U = 0,5$ V NA SERVOVENTILU A ODEZVA SEDAČKY	69
OBR. 53: ZÁVISLOST SMĚRNICE RELATIVNÍHO ZDVIHU Z2R SEDAČKY NA ŘÍDÍCÍM NAPĚTÍ U SERVOVENTILU	70
OBR. 54: KOMPENZAČNÍ FUNKCE ŘÍZENÍ SERVOVENTILU	71
OBR. 55: OVĚŘENÍ LINEARIZACE SERVOVENTILU	71
OBR. 56: SIMULAČNÍ SCHÉMA MATEMATICKÉHO MODELU SEDAČKY	72
OBR. 57: POROVNÁNÍ ODEZVY SKUTEČNÉHO SYSTÉMU A MATEMATICKÉHO MODELU NA IMPULS SMĚREM NAHORU	73
OBR. 58: POROVNÁNÍ ODEZVY SKUTEČNÉHO SYSTÉMU A MATEMATICKÉHO MODELU NA IMPULS SMĚREM DOLŮ	74
OBR. 59: PŘECHOVOVÁ CHARAKTERISTIKA SYSTÉMU BEZ REGULACE	75
TAB. 1: KOEFICIENTY POLYNOMU	67

LITERATURA

- [1] Krejčíř, O.: *Pneumatická vibroizolace*. [Doktorská disertační práce.] Liberec, 1986. VSŠT v Liberci. Fakulta strojní.
- [2] Noskievič, P.: *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava, 1999. MONTANEX a.s.
- [3] ČGS – Rubena a.s. Hradec Králové: *Vzduchové pružiny typu Rubena*. [Katalogový list online.] Náchod, 2003. Dostupné na URL: www.rubena.cz
- [4] ČGS – Rubena a.s. Hradec Králové: *Vzduchové pružiny typu Dunlop*. [Katalogový list online.] Náchod, 2003. Dostupné na URL: www.rubena.cz
- [5] Přednáška z předmětu: *Hydraulické systémy*. [online.] [cit 2007-04-25] Dostupné na URL: www.kaar.sebsoft.com
- [6] Kupka, L.: *Zpráva o rozpracovanosti disertační práce*. Liberec, 2006. TUL v Liberci, Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií
- [7] Krejčíř, O.: *Teorie, konstrukce, zkoušení a charakteristiky pneumatických pružin*. [Výzkumná zpráva KST 83-04.] Liberec: VSŠT, 1987.
- [8] Prokop, J.: *Stanovení charakteristik vlnovcových pneumatických pružin na základě experimentálních měření*. [Diplomová práce.] Liberec 2002. TU v Liberci. Fakulta strojní.
- [9] Mathews. J. H.: *Nelder-Mead search for a minimum*. [online.] California State university – Fullerton, Mathematics Department, [cit 2007-05-13] Dostupné na URL: <http://math.fullerton.edu/mathews/n2003/NelderMeadMod.html>
- [10] Kupka, L., Janeček. B.: *Aktivní řízení sedačky řidiče*. Liberec, 2006. TUL v Liberci, Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií
- [11] SMC Corporation of America: *Electro-pneumatic proportional valve series VEF/VEP*. [Katalogový list online.] Indianapolis, 2007. Dostupné na URL: www.smcusa.com
- [12] BHV sensory s.r.o. Praha: *Snímače tlaku DMP 331, DMP 333*. [Katalogový list online.] Praha, 2007. Dostupné na URL: www.bhvsenzory.cz
- [13] Novotechnik Siedle Group: *Position transducers up to 750 mm*. [Katalogový list online.] Southborough, 2007. Dostupné na URL: www.novotechnik.com

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha A:** Statistický vyhodnocovací program – Zdrojový kód.
- Příloha B:** Naměřené hodnoty průtokové charakteristiky servoventilu
SMC VEF 3121-2.
- Příloha C:** CD s diplomovou prací v elektronické podobě a zdrojovými kódy.

PŘÍLOHA A

STATISTICKÝ VYHODNOCOVACÍ PROGRAM – ZDROJOVÝ KÓD

Program byl vytvořen ve vývojovém prostředí MATLAB 6.5. Pro každé měření bylo třeba upravit zdrojový kód na míru konkrétním souborům dat a provést nastavení dle podmínek měření. Uvedený zdrojový kód byl upraven pro měření na regulovaném systému sedačky s přímým vedením. Jsou zde vyhodnocovány testovací průběhy „LIAZ“ a „TATRA“.

```
%%%%%%%%%%
%% MODEL SEDACKY RIDICE "2" - zpracovani mereni ze dne 20.04.2007      %%
%% Merici program NPLme06b.vi, program pro prevod FileR_sed_4.vi      %%
%%%%%%%%%%
%% hmotnost zavazi m=5x10.23=51.15 kg - odpovida cca M=85kg (bez sedaku) %%
%%%%%%%%%%
```

```
clear all;
close all;
clc;
format compact
```

```
M=3;    %cislo konkretniho mereni (2..signal "LIAZ60", 3..signal "TATRA")
R=10;   %cislo varianty signalu: A - ampl. omezena na 1/2 skut., B - plna amplituda
switch R;
```

```
    case 1; S=10; reg='N';
    case 2; S=36; reg='';
    case 3; S=42; reg='A';
    case 4; S=42; reg='B';
    case 5; S=44; reg='A';
    case 6; S=44; reg='B';
    case 7; S=46; reg='A';
    case 8; S=46; reg='B';
    case 9; S=48; reg='A';    %26.10. LIAZ nebo TATRA, 1/2 zdvihu, M 51kg
    case 10; S=48; reg='B';   %26.10. LIAZ nebo TATRA, plny zdvih, M 51kg
    case 11; S=50; reg='A';   %26.10. LIAZ nebo TATRA, 1/2 zdvihu, M 31kg
    case 12; S=50; reg='B';   %26.10. LIAZ nebo TATRA, plny zdvih, M 31kg
    case 13; S=52; reg='A';   %26.10. LIAZ nebo TATRA, 1/2 zdvihu, M 72kg
    case 14; S=52; reg='B';   %26.10. LIAZ nebo TATRA, plny zdvih, M 72kg
```

```
end;
```

```
%nastavene konstanty
```

```
PocZ1Hodn = 100;    maxAbsZ1=0.05;
PocAHodn = 50;      maxAbsA=4;
PocdAHodn = 1000;   maxAbsdA=200;
```

```
if M<=9; var=strcat('0',num2str(M)); else var=num2str(M); end;
fname=strcat('data2_',num2str(S),var,reg);
```

```
load(fname);
```

```
fvz=1000;
dt=1/fvz; t=(0:1:length(A(:,1))-1)*dt;
U=A(:,8); Uman=A(:,9);
p2V=A(:,4); p1V=A(:,5);
a2V=A(:,2); a1V=A(:,3);
z2rV=A(:,6); z1V=A(:,7);
```

```

switch R;
    case 1;
        uZ2=A(:,10); uP2=A(:,11); uA2=A(:,12); uA1=A(:,13);
        zrW=A(:,18); p2W=A(:,19); a2W=A(:,20); z1W=A(:,21);

        case {2,3,4,5,6,7,8};
            uZ2=A(:,10); uP2=A(:,11); uA2=A(:,12); uV1=A(:,13);
            zrW=A(:,18); p2W=A(:,19); a2W=A(:,20); a1W=A(:,21);

        case {9,10,11,12,13,14};
            uZ2=A(:,10); uP2=A(:,11); uA2=A(:,12); uV1=A(:,13);
            zrW=A(:,18); p2W=A(:,19); a2W=A(:,20); a1W=A(:,21);
    end;

%poloha valce z1
z1=-0.00952*z1V+0.01198;
z1=z1-mean(z1);

%poloha sedáku - relativní z2r, absolutní z2
z2r=-0.02072*z2rV+0.08269+0.0085; z2=z2r+z1;

%tlaky p2 a p1 (absolutní)
p2=(0.318*p2V-0.009)+0.101325;
p1=(0.318*p1V-0.009)+0.101325;

%zrychlení a2 a a1
a2=9.756*a2V-24.016;
a1=15.371*a1V-53.059;

figure; plot(t,z1*100,'k',t,z2*100,'r','LineWidth',2);
xlabel('t [s]'); ylabel('z_1, z_2 [cm]'); grid on;
title('Absolutní poloha základny a sedáku','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
legend('z1','z2');

figure('Position',[360 350 560 500]);
subplot(211); plot(t,a1-mean(a1),'m','LineWidth',2);
xlabel('t [s]'); ylabel('a_1 [m/s^2]'); grid on;
title('Zrychlení základny','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
if M==1; axis([0 max(t) -5 5]); end;
if M==2; axis([0 max(t) -4 4]); end;
if M==3; axis([0 50 -8 8]); end;
subplot(212); plot(t,a2-mean(a2),'b','LineWidth',2);
xlabel('t [s]'); ylabel('a_2 [m/s^2]'); grid on;
title('Zrychlení sedáku','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
if M==1; axis([0 max(t) -2 2]); end;
if M==2; axis([0 max(t) -3 3]); end;
if M==3; axis([0 50 -6 6]); end;

figure; plot(t,U,'r','LineWidth',2); grid on;
title('Ridici napětí servoventilu','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
xlabel('t [s]'); ylabel('U [V]');

figure('Position',[360 350 560 500]);
subplot(2,1,1); plot(t,z1*100,'k','LineWidth',2);
xlabel('t [s]'); ylabel('z_1 [cm]'); grid on;
title('Zdvih základny v závislosti na case - z1','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);

stdval = std(z1)
%oriznutí průběhu

```

```

orezhodnota = 0.6*stdval
k=1;
while abs(z1(k)) < orezhodnota,
    k=k+1;
end
z1(1:k-1)=[]; z2(1:k-1)=[]; a1(1:k-1)=[]; a2(1:k-1)=[]; t(1:k-1)=[];
z1=flipud(z1); z2=flipud(z2); a1=flipud(a1); a2=flipud(a2); tend=t(end); t=flipr(t);

k=1;
while abs(z1(k)) < orezhodnota,
    k=k+1;
end
z1(1:k-1)=[]; z2(1:k-1)=[]; a1(1:k-1)=[]; a2(1:k-1)=[]; t(1:k-1)=[];
z1=flipud(z1); z2=flipud(z2); a1=flipud(a1); a2=flipud(a2); t=flipr(t);

subplot(2,1,2); plot(t,z1*100,'k','LineWidth',2); hold on; plot(tend,0,'g'); plot(0,0,'g')
xlabel('t [s]'); ylabel('z_1 [cm]'); grid on;
title('Zdvih základny v závislosti na case - z1 - zkrácená','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);

MM=length(t);

figure; plot(t,z1*100,'k',t,z2*100,'r','LineWidth',2);
xlabel('t [s]'); ylabel('z_1, z_2 [cm]'); grid on;
title('Absolutní poloha základny a sedáku','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
legend('z1','z2');

figure('Position',[360 350 560 500]);
subplot(211); plot(t,a1-mean(a1),'m','LineWidth',2);
xlabel('t [s]'); ylabel('a_1 [m/s^2]'); grid on;
title('Zrychlení základny','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
if M==1; axis([0 max(t) -5 5]); end;
if M==2; axis([0 max(t) -4 4]); end;
if M==3; axis([0 50 -6 6]); end;
subplot(212); plot(t,a2-mean(a2),'b','LineWidth',2);
xlabel('t [s]'); ylabel('a_2 [m/s^2]'); grid on;
title('Zrychlení sedáku','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
if M==1; axis([0 max(t) -2 2]); end;
if M==2; axis([0 max(t) -3 3]); end;
if M==3; axis([0 50 -4 4]); end;

%STATISTIKA
stdval = std(z1*100);
stdval2 = std(z2*100);
covval = cov(z1);
covval2 = cov(z2);
disp('Standard deviation value z1 :'); stdval
disp('Standard deviation value z2 :'); stdval2
disp('Covariance value z1 :'); covval
disp('Covariance value z2 :'); covval2

stdvalA1 = std(a1*100);
stdvalA2 = std(a2*100);
covvalA1 = cov(a1);
covvalA2 = cov(a2);
disp('Standard deviation value a1 :'); stdvalA1
disp('Standard deviation value a2 :'); stdvalA2
disp('Covariance value a1 :'); covvalA1
disp('Covariance value a2 :'); covvalA2

```

```

% vykreslení průběhu zrychlení a1 a odfiltrovaného a1:
figure; plot(t,a1,'k','LineWidth',2); hold on;

%fitrace signalu a1:
[bx,ax]=butter(2, 2*pi*20,'s');
filter=tf(bx,ax);
meanA1 =mean(a1);
sigal=lsim(filter, a1-meanA1,t)+ meanA1;

plot(t,sigal,'g','LineWidth',2);
title('Odfiltrovane (DPfiltr) zrychleni v zavislosti na case - a1','FontName','Times New Roman
CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
% vykreslení průběhu zrychlení a2 a odfiltrovaného a2:
figure; plot(t,a2,'r','LineWidth',2); hold on;

%fitrace signalu a2:
[bx2,ax2]=butter(2, 2*pi*20,'s');
filter=tf(bx2,ax2);
meanA2 =mean(a2);
sigal2=lsim(filter, a2-meanA2,t)+ meanA2;

plot(t,sigal2,'g','LineWidth',2);
title('Odfiltrovane (DPfiltr) zrychleni v zavislosti na case - a2','FontName','Times New Roman
CE','FontWeight','bold','FontSize',12);

% 3.derivace - zmena zrychleni (pouziva odfiltrované signaly):
da1=diff(sigal)/dt; % tedy se už pouziva odfiltrovaný signal a1
da2=diff(sigal2)/dt; % tedy se už pouziva odfiltrovaný signal a2

figure; subplot(2,1,1); plot(t(1:end-1),da1,'g','LineWidth',2);
xlabel('t [s]');
ylabel('Zmena zrychleni da_1 [m/s^3]');
title('Zmena zrychleni v zavislosti na case - da1/dt','FontName','Times New Roman
CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
grid on;
subplot(2,1,2); plot(t(1:end-1),da2,'g','LineWidth',2);
xlabel('t [s]');
ylabel('Zmena zrychleni da_2 [m/s^3]');
title('Zmena zrychleni v zavislosti na case - da2/dt','FontName','Times New Roman
CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
grid on;

%Histogram Z-polohy:
%Cast z1:
Hodn=linspace(-maxAbsZ1,maxAbsZ1,PocZ1Hodn+1);
histZ1 = histc (z1,Hodn)/MM;

%Cast z2:
odchylka = 3.3 - mean(z2)
z2=z2-mean(z2); %dostanu stred na nulu
Hodn2=linspace(-maxAbsZ1,maxAbsZ1,PocZ1Hodn+1);
histZ2 = histc (z2,Hodn2)/MM;

figure; plot (100*Hodn(1:end-1), 100*histZ1(1:end-1), 'k', 100*Hodn2, histZ2*100, 'r','LineWidth',2);
xlabel('z_1, z_2 [cm]');
ylabel('Cetnost vyskytu [%]');
title(['Histogram z1 a z2 Smer. odch. z1= ', num2str(stdval), ' Smer. odch. z2= ', num2str(stdval2), ' Odch.
od nuly z2= ', num2str(odchylka)], 'FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
legend('z1','z2');
grid on;

```

```

%Histogram A-zrychlení:
%Cast a1:
a1 = a1 - mean(a1);
HodnA=linspace(-maxAbsA,maxAbsA,PocAHodn+1);
histA1 = histc (a1,HodnA)/MM;

%Cast a2:
a2 = a2 - mean(a2);
histA2 = histc(a2, HodnA)/MM;

figure; plot (HodnA(1:end-1), 100*histA1(1:end-1), 'k', HodnA(1:end-1), 100*histA2(1:end-1),
'r','LineWidth',2);
xlabel('Abs. a_1, a_2 [m/s^2]');
ylabel('Četnost vyskytu [%]');
title(['Histogram a1 a2 Smer. odch. a1= ', num2str(stdvalA1), ' Smer. odch. a2= ', num2str(stdvalA2)
'],'FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
legend('a1','a2');
grid on;

%Histogram dA-zrychlení:
%Cast a1:
da1 = da1 - mean(da1);
HodndA=linspace(-maxAbsdA,maxAbsdA,PocdAHodn+1);
histdA1 = histc (da1,HodndA)/MM;

%Cast a2:
da2 = da2 - mean(da2);
histdA2 = histc(da2, HodndA)/MM;

figure; plot (HodndA(1:end-1), 100*histdA1(1:end-1), 'k', HodndA(1:end-1), 100*histdA2(1:end-1),
'r','LineWidth',2);
xlabel('Abs. da_1, da_2 [m/s^2]');
ylabel('Četnost vyskytu [%]');
title('Histogram da1 a da2','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
legend('da1','da2');
grid on;

Fn= 1;
[Bf Af]=butter(2,2*pi*Fn,'s');
filt=tf(Bf,Af);
[Bfd Afd]=butter(2,2*dt*Fn)
filtfd=tf(Bfd,Afd,dt);
filtfd.Variable='z^-1'

figure; bode(filt,filtfd); grid on;
z2filt=filtfilt(Bfd,Afd,z2);

figure; plot(t,z2*100,'r',t,z2filt*100,'g','LineWidth',2);
xlabel('t [s]'); ylabel('z_2 [cm]'); grid on; legend('z2','z2filt');

histZ2 = histc (z2-z2filt,Hodn2)/MM;

figure; plot (100*Hodn(1:end-1), 100*histZ1(1:end-1), 'k', 100*Hodn2, histZ2*100, 'r','LineWidth',2);
xlabel('z_1, z_2 [cm]');
ylabel('Četnost vyskytu [%]');

title(['Histogram z1 a z2-z2filt Smer. odch. z1= ', num2str(stdval), ' Smer. odch. z2= ', num2str(stdval2), ...
' Odch. od nuly z2= ', num2str(odchylka)], 'FontName','Times New Roman
CE','FontWeight','bold','FontSize',12);

```

```

legend('z1','z2-z2filt');
grid on;

%vykonova spekralni hustota
[Pz1,fp]=pwelch(z1,[],[],[],fvz);
II=find(fp>10);
Pz1(II)=[];
fp(II)=[];
Pz2=pwelch(z2-mean(z2),[],[],[],fvz);    Pz2(II)=[];

if M==3, J=find(fp<0.6); end

figure; plot(fp(J(end):end),Pz1(J(end):end),'k',fp(J(end):end),Pz2(J(end):end),'r','LineWidth',2); grid on;
title('Pwelch z1 a z2','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
xlabel('f [Hz]'); ylabel('P_z_1, P_z_2 [m^2]'); legend('P_z_1','P_z_2');

Pa1=pwelch(a1-mean(a1),[],[],[],fvz);    Pa1(II)=[];
Pa2=pwelch(a2-mean(a2),[],[],[],fvz);    Pa2(II)=[];    clear II;

figure; plot(fp,Pa1,'k',fp,Pa2,'r','LineWidth',2); grid on;
title('Pwelch a1 a a2','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);    xlabel('f [Hz]');
ylabel('P_a_1, P_a_2 [m^2/s^4]'); legend('P_a_1','P_a_2');

pz = sqrt(Pz2./Pz1);
pa = sqrt(Pa2./Pa1);
figure; plot(fp(J(end):end),pz(J(end):end),'r',fp(J(end):end),pa(J(end):end),'g','LineWidth',2); grid on;
title('Prenosy z2/z1 a a2/a1','FontName','Times New Roman CE','FontWeight','bold','FontSize',12);
axis([0 max(fp) 0 7]);
xlabel('f [Hz]'); ylabel('(P_z_2/P_z_1)^1/2, (P_a_2/P_a_1)^1/2'); legend('P_z_2/P_z_1','P_a_2/P_a_1');

```

PŘÍLOHA B

NAMĚŘENÉ HODNOTY PRŮTOKOVÉ CHARAKTERISTIKY SERVOVENTILU SMC VEF 3121-2

Měření probíhalo se zatížením $M = 40, 80, 110$ a 140 kg, jedno závaží mělo vždy 10 kg. Byly měřeny skoky na řídicím napětí servoventilu do kladných a záporných hodnot. Z naměřených skoků bylo odečítáno zpoždění a směrnice skoku v počátku.

ZÁVAŽÍ	4							
SKOK	dolů							
Č. MĚŘENÍ	15	14	13	12	11	10	9	8
DELAY Z2R	90	100	140	140	160	185	200	215
SMĚR. Z2R	-0,107	-0,105	-0,072	-0,046	-0,034	-0,028	-0,023	-0,018
Č. MĚŘENÍ	7	6	5	4	3	2	1	0
DELAY Z2R	260	290	310	390	590	690	1350	4400
SMĚR. Z2R	-0,014	-0,011	-0,008	-0,0055	-0,0037	-0,0027	-0,0017	-0,0004

ZÁVAŽÍ	4							
SKOK	nahoru							
Č. MĚŘENÍ	0	1	2	3	4	5	6	7
DELAY Z2R	2000	1950	200	210	210	130	110	100
SMĚR. Z2R	0,00022	0,0012	0,013	0,014	0,0175	0,0235	0,0275	0,0335
Č. MĚŘENÍ	8	9	10	11	12			
DELAY Z2R	75	70	70	65	50			
SMĚR. Z2R	0,052	0,075	0,089	0,135	0,185			

ZÁVAŽÍ	8							
SKOK	dolů							
Č. MĚŘENÍ	15	14	13	12	11	10	9	8
DELAY Z2R	80	85	105	115	130	150	160	180
SMĚR. Z2R	-0,11	-0,108	-0,07	-0,0465	-0,036	-0,028	-0,0235	-0,0185
Č. MĚŘENÍ	7	6	5	4	3	2	1	0
DELAY Z2R	200	250	280	280	330	202	230	900
SMĚR. Z2R	-0,0132	-0,0116	-0,0009	-0,0087	-0,0037	-0,0039	-0,0025	-0,0004

ZÁVAŽÍ	8							
SKOK	nahoru							
Č. MĚŘENÍ	0	1	2	3	4	5	6	7
DELAY Z2R	500	1000	350	260	225	190	170	160
SMĚR. Z2R	0,0003	0,001	0,0085	0,011	0,0138	0,016	0,0195	0,0235
Č. MĚŘENÍ	8	9	10	11	12			
DELAY Z2R	110	90	80	55	42			
SMĚR. Z2R	0,031	0,047	0,063	0,091	0,124			

ZÁVAŽÍ	11							
SKOK	dolů							
Č. MĚŘENÍ	15	14	13	12	11	10	9	8
DELAY Z2R	80	90	100	120	130	150	160	175
SMĚR. Z2R	-0,105	-0,104	-0,066	-0,046	-0,035	-0,028	-0,023	-0,019
Č. MĚŘENÍ	7	6	5	4	3	2	1	0
DELAY Z2R	190	220	238	330	400	570	900	950
SMĚR. Z2R	-0,0135	-0,0115	-0,0086	-0,0066	-0,004	-0,0028	-0,0018	0,00085

ZÁVAŽÍ	11							
SKOK	nahoru							
Č. MĚŘENÍ	0	1	2	3	4	5	6	7
DELAY Z2R	800	300	300	90	150	85	80	65
SMĚR. Z2R	0,00032	0,00088	0,005	0,009	0,0099	0,012	0,015	0,0185
Č. MĚŘENÍ	8	9	10	11	12			
DELAY Z2R	67	67	60	41	35			
SMĚR. Z2R	0,0265	0,034	0,063	0,088	0,138			

ZÁVAŽÍ	14							
SKOK	dolů							
Č. MĚŘENÍ	15	14	13	12	11	10	9	8
DELAY Z2R	80	83	102	115	127	88	98	180
SMĚR. Z2R	-0,105	-0,102	-0,066	-0,045	-0,0355	-0,0285	-0,0245	-0,0195
Č. MĚŘENÍ	7	6	5	4	3	2	1	0
DELAY Z2R	180	235	240	310	370	600	900	1900
SMĚR. Z2R	-0,0145	-0,0115	-0,0095	-0,0065	-0,004	-0,0027	-0,002	-0,0005

ZÁVAŽÍ	14							
SKOK	nahoru							
Č. MĚŘENÍ	0	1	2	3	4	5	6	7
DELAY Z2R	7150	1650	120	150	80	80	80	100
SMĚR. Z2R	0,00007	0,00065	0,004	0,0071	0,0085	0,0113	0,014	0,015
Č. MĚŘENÍ	8	9	10	11	12			
DELAY Z2R	100	68	65	48	45			
SMĚR. Z2R	0,02	0,035	0,047	0,0695	0,108			