

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Univerzitní studijní programy
Katedra automatizační techniky a řízení

Bakalářská práce

2010

Pavel Šuránek

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Univerzitní studijní programy
Katedra automatizační techniky a řízení

Dynamické vlastnosti silentbloků

**Dynamic Properties of an Anti - vibration
Mounting System**

Student:

Pavel Šuránek

Vedoucí bakalářské práce:

Prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.

Ostrava 2010

Zadání bakalářské práce

Student: **Pavel Šuránek**
Studijní program: B3943 Mechatronika
Studijní obor: 3906R006 Mechatronické systémy
Téma: **Dynamické vlastnosti silentbloků**
Dynamic properties of an anti-vibration mounting system

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte matematický model jednohmotového systému s nelineárním pryžovým silentblokem. Sestavte odpovídající simulační model a porovnejte výsledky simulací s lineárním a nelineárním modelem.
2. Připravte metodiku zkoušení silentbloků na zkušebním stavu, popište měřicí řetězec, vlastnosti použitých snímačů a budičů a vypracujte postup zpracování naměřených dat.
3. Proveďte experimentální měření s cílem popsat charakteristiku silentbloků jako funkci závislosti tuhosti na síle s využitím poznatků ze simulačních výpočtů.
4. Zhodnoťte dosažené výsledky z hlediska vibroizolačních vlastností silentbloků.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] De SILVA, C.W. Vibration Damping, Control and Design, CRC Press, Boca Roton 2007.
- [2] JULIŠ, K.-BREPTA, R. Mechanika II. díl - Dynamika; Technický průvodce, SNTL Praha, 1987.
- [3] TŮMA, J. Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT, Sdělovací technika 1977. 174 s. ISBN 80-901936-1-7.
- [4] C.R. FULLE, C.R. & ELLIOTT, S.J. & P.A. NELSON, P.A. Active Control of Vibration. Elsevier Ltd. 1996. ISBN: 978-0-12-269440-0

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.**

Datum zadání: 02.11. 2009
Datum odevzdání: 21.05. 2010



vedoucí katedry



prof. Ing. Petr Noskievič, CSc.
průrektor pro studium

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21.5.2010

.....
podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21.5.2010

.....
podpis

Anotace bakalářské práce

ŠURÁNEK, P. *Dynamické vlastnosti silentbloků* : bakalářská práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Univerzitní studijní programy, Katedra automatizační techniky a řízení, 2010, 46 s. Vedoucí práce: Tůma, J.

Bakalářská práce se zabývá dynamickými vlastnostmi pryžového silentbloku, zejména tvarem rezonančního vrcholu mechanického oscilátoru, jehož je silentblok součástí. Pro zkoumání této problematiky je uveden matematický popis tohoto oscilátoru pro kinematické a silové buzení. Dále je vytvořen odpovídající simulační model, který umožňuje sledovat změny frekvenční charakteristiky, a následně je na něm zjištěn přibližný vztah pro tlumení, který vnáší do diferenciálních rovnic nelinearitu. Na podobném modelu pak lze porovnávat chování simulace a skutečného zařízení pomocí naměřených záznamů pohybů oscilátoru.

Anotation of Bachelor Thesis

ŠURÁNEK, P. *Dynamic Properties of an Anti – vibration Mounting Systems* : Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University Ostrava, University study programmes, Department of Control Systems and Instrumentation, 2010, 46 p. Thesis head: Tůma, J.

Bachelor thesis is dealing with dynamic properties of an anti-vibration mounting system, especially with the shape of the resonance peak, which is this damper part of. For the analysis of this problem a mathematical description of this oscillator for kinematical and force excitation is created. Then, the corresponding simulating model is suggested, which demonstrates changes of the frequency response function due to the load and which is used to investigate the relation for estimation of the damping factor. This relation introduces non-linearity into the differential equations modeling the behavior of the mechanical oscillator. On such a model we can compare simulated and real behavior with the use of the oscillator movement records.

OBSAH

Obsah	6
Seznam použitých symbolů a značek	7
1 Úvod.....	8
1.1 Silentblok	8
1.2 Mechanický oscilátor	9
2 Popis dynamických vlastností.....	10
2.1 Popis jednohmotového lineárního systému	10
2.2 Lineární matematický model	13
2.3. Frekvenční přenos a charakteristiky	14
2.4 Nelineární matematický model	17
2.5 Porovnání lineárního a nelineárního modelu	29
3 Popis zkušebního stavu	30
3.1 Měřicí přístroje.....	31
3.2 Snímače.....	34
3.3 Změřené výsledky	37
4 Závislost tuhosti na síle.....	40
5. Závěr	43
Použitá literatura	45

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK

$A(\omega)$	-	amplituda frekvenčního přenosu
F	N	síla
$F(s)$	m	obraz síly v oblasti komplexní proměnné
G	m	amplituda v simulačním modelu
$G(s)$	$m \cdot N^{-1}; -$	přenos v oblasti komplexní proměnné
$G(j\omega)$	$m \cdot N^{-1}; -$	frekvenční přenos
$I(t)$	A	proud cívkou budiče
K_0	$m \cdot N^{-1}; -$	zesílení proporcionálního členu
$L(\omega)$	dB	amplituda frekvenčního přenosu v log. souřadnicích
$T_0; T_1$	s	časové konstanty proporcionálního členu
$Y(s); X_I(s); X_2(s)$	m	obraz výchylky v oblasti komplexní proměnné
b	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	koeficient tlumení
b_k	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	kritické tlumení
b_0	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	počáteční koeficient tlumení
$i(t)$	A	proud ze snímačů
j	-	imaginární jednotka
k	$N \cdot m^{-1}$	tuhost
m	kg	hmotnost setrvačné hmoty
s	s^{-1}	komplexní proměnná
t	s	čas
$u(t); u_{x1}(t); u_{x2}(t); u_F(t); V$		napětí ze snímačů
$x_1(t)$	m	výchylka vstupu
$x_2(t)$	m	výchylka výstupu
Δx	m	prodloužení silentbloku
β	$N \cdot s \cdot m^{-2}$	součinitel ovlivnění koef. tlumení stlačením
γ	$N \cdot s^{3/2} \cdot m^{-3/2}$	součinitel ovlivnění koef. tlum. rychlostí stlačování
ζ	-	poměrné tlumení
$\varphi(\omega)$	°	fáze frekvenčního přenosu
ω	$\text{rad} \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost

1 ÚVOD

Jelikož vibrace vytvářené většinou průmyslových strojů a také mnoha jinými výrobky mohou být škodlivé nejen lidskému zdraví ale také například budovám, ve kterých jsou umístěny, je v některých případech zapotřebí tyto vibrace izolovat, to znamená zabránit jejich přenášení na další objekty. V průběhu historie se objevovalo mnoho materiálů, pomocí kterých se vibrace tlumily. Mezi nejstarší lze zařadit například plst' nebo korek. Tyto materiály byly využívány především pro své tlumicí účinky. Později se začalo využívat také výrobků, které měly vysokou elasticitu, jako jsou ocelové pružiny či pro malé působící síly gumová pryž. [GERB 2007]

Ochranu proti vibracím lze rozdělit na dva druhy – aktivní a pasivní. Aktivní ochrana spočívá v zabránění prostupu vibrací do okolí, kdežto pasivní ochraňuje objekt před vibracemi vnějšími. Oba tyto přístupy obvykle zahrnují pružnou podporu stroje či jiného objektu, což vytváří oscilační systém určený hmotností objektu a tuhostí podpory, přičemž může být tento systém doplněn o tlumení.

Tato bakalářská práce se bude zabývat vlastnostmi gumového tlumicího prvku zvaného silentblok. Bude věnována pozornost vlastnostem gumy, jako použitého materiálu, který brání přenášení vibrací s důrazem na změnu jejího chování při různých intenzitách namáhání.

1.1 Silentblok

Jedná se o součástku, jejímž účelem je pohlcování vibrací a nárazů. Obvykle je vytvořen z gumové pryže pevně vázané na pružinu při procesu vulkanizace, popřípadě u menších silentbloků může funkci pružiny zastávat vlastní pryž. Výhodami použití pryžového silentbloku je nízká cena, dobré tlumicí účinky. Nevýhodami pak může být špatná odolnost vyšším teplotám a chemickým látkám, zvláště pak minerálními oleji. Silentbloky bývají vyráběny v mnoha velikostech odpovídajících zatížením, která na ně působí. Jejich struktury však bývají velmi podobné.



Obr. 1.1 – Zkoumaný silentblok

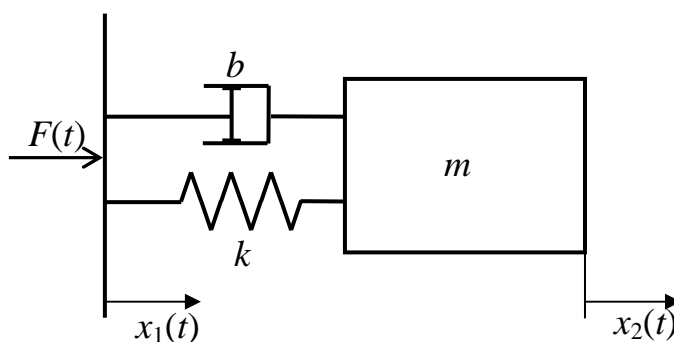
1.2 Mechanický oscilátor

V této bakalářské práci je chování silentbloku popisováno na mechanickém oscilátoru. Každé řazení pružiny o tuhosti k a hmoty o hmotnosti m (a téměř vždy tlumiče o koeficientu tlumení b) dává vznik kmitavému članku. Tato mechanická soustava je frekvenčně závislá, což znamená, že její chování se mění v závislosti na frekvenci budících veličin. Například silovým působením na mechanický oscilátor při nízkých frekvencích zůstává pružina téměř stejně protažená – obě strany pružiny (vstup a výstup soustavy) konají stejný pohyb. Při zvyšování frekvence začíná výstup kmitat stále více až do stavu rezonance. Kdyby nebylo v soustavě přítomno tlumení, bylo by při tomto stavu rezonance dosaženo situace, při které by výstup kmital s nekonečnou amplitudou při nulové amplitudě buzení. Jelikož je v reálném světě tlumení přítomno vždy, poměr mezi amplitudami výstupu a vstupu je vždy konečný. Při dalším zvyšování frekvence již amplituda kmitání výstupu klesá, a při teoreticky nekonečné frekvenci budících kmitů bude na výstupu nulová amplituda kmitů. Této vibroizolační vlastnosti se u silentbloků využívá.

2 POPIS DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ

2.1 Popis jednohmotového lineárního systému

Silentblok lze v mechanice obecně popsat jako paralelní řazení pružiny a tlumiče. Pro testování dynamických vlastností je na silentblok z jedné strany přivedena budicí síla $F(t)$, opačnou stranou je připevněn na setrvačnou hmotu o známé hmotnosti m . Rovněž lze budít kinematically, to znamená, že vstup nebude síla ale změna výchylky $x_1(t)$ v čase.



Obr. 2.1 – Mechanické schéma silentbloku se setrvačnou hmotou

Popis pro silové buzení

Jestliže budou prozatím parametry diferenciální rovnice předpokládány neměnné, bude pohybová rovnice mít následující tvar:

$$m \left[\frac{d^2 x_2}{dt^2} - \frac{d^2 x_1}{dt^2} \right] + b \left[\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right] + k [x_2 - x_1] = F, \quad (2.1)$$

respektive

$$m [\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1] + b [\dot{x}_2 - \dot{x}_1] + k [x_2 - x_1] = F, \quad (2.2)$$

kde:

m je hmotnost setrvačné hmoty,

b je koeficient tlumení,

k tuhost gumové pružiny,

$x_1(t)$ a $x_2(t)$ výchylka.

Jelikož se u všech částí vyskytuje shodný rozdíl dvou poloh, zavedme pro tuto relativní polohu substituci:

$$x_2(t) - x_1(t) = x(t). \quad (2.3)$$

Následný tvar

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F \quad (2.4)$$

lze přepsat do tvaru, který je obvyklý v mechanice:

$$\ddot{x} + 2\xi\omega\dot{x} + \omega^2 x = \frac{1}{m} F(t), \quad (2.5)$$

kde vlastní úhlová rychlost soustavy je:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (2.6)$$

poměrné tlumení:

$$\xi = \frac{b}{b_k} = \frac{1}{2} \cdot \frac{b}{\sqrt{mk}} \quad (2.7)$$

a součinitel kritického (aperiodického tlumení):

$$b_k = 2\sqrt{mk} = 2m\omega \quad (2.8)$$

Pro problematiku řízení je obvyklé provést Laplaceovu transformaci rovnice (2.4) do oblasti komplexní proměnné s :

$$m \cdot Y(s) \cdot s^2 + b \cdot s \cdot Y(s) + k \cdot Y(s) = F(s) \quad (2.9)$$

a následně vyjádřit přenos soustavy, který odpovídá proporcionálnímu členu se setrvačností 2. řádu:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{1}{m \cdot s^2 + b \cdot s + k} = \frac{\frac{1}{k}}{\frac{m}{k} \cdot s^2 + \frac{b}{k} \cdot s + 1} = \frac{K_0}{T_0^2 s^2 + 2\xi T_0 s + 1}, \quad (2.10)$$

kde je zesílení

$$K_0 = \frac{1}{k} \quad (2.11)$$

a časová konstanta

$$T_0 = \frac{1}{\omega} = \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (2.12)$$

Přenos (2.10) je tedy vyjádřen pro vstupní veličinu sílu a výstupní veličinu výchylku.

Popis pro kinematické buzení

Nyní bude odvozen přenos pro kinematické buzení veličinou x_1 a výstupní veličinu x_2 . Pro těleso lze psát rovnici:

$$m \ddot{x}_2 + b [\dot{x}_2 - \dot{x}_1] + k [x_2 - x_1] = 0. \quad (2.13)$$

Po úpravě a provedení Laplaceovy transformace obdržíme její obraz:

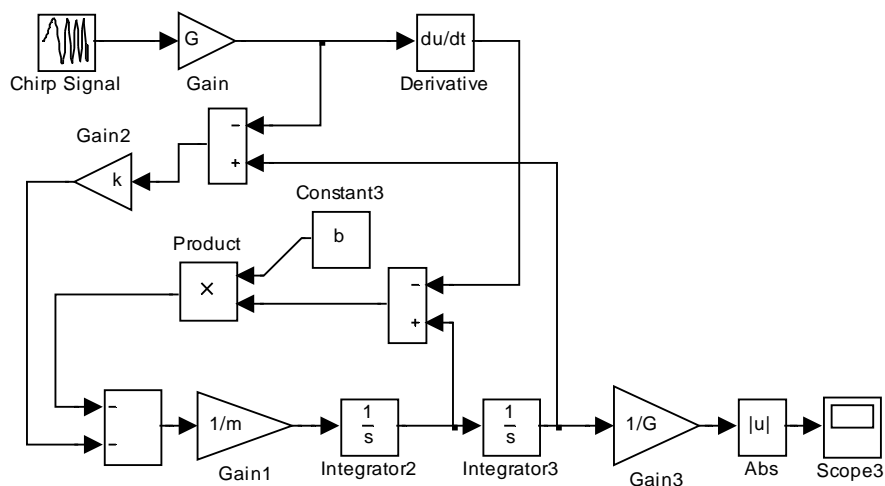
$$(m \cdot s^2 + b \cdot s + k) \cdot X_2(s) = (b \cdot s + k) \cdot X_1(s). \quad (2.14)$$

Přenos pro kinematické buzení je tedy:

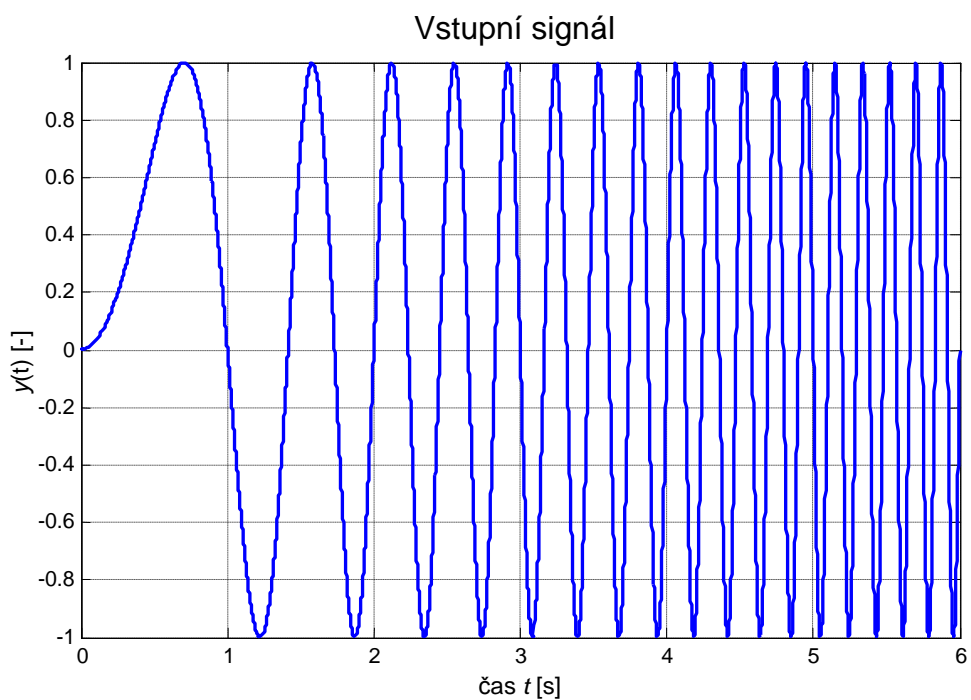
$$G(s) = \frac{X_2(s)}{X_1(s)} = \frac{b \cdot s + k}{m \cdot s^2 + b \cdot s + k} = \frac{\frac{b}{k} \cdot s + 1}{\frac{m}{k} \cdot s^2 + \frac{b}{k} \cdot s + 1} = \frac{T_1 \cdot s + 1}{T_0^2 s^2 + 2\xi T_0 s + 1}. \quad (2.15)$$

2.2 Lineární matematický model

Pro zkoumání amplitudové frekvenční charakteristiky byl v programu Matlab - Simulink vytvořen následující simulační model. Model simuluje diferenciální rovnici pro kinematické buzení (2.13). Na vstupu je použit vstupní signál sinus s postupně narůstající frekvencí. Zesílení G udává amplitudu vstupního signálu v metrech. Při zvolení nárůstu frekvence vstupní sinusoidy $1 \text{ Hz} \cdot \text{s}^{-1}$ a vydělením zesílením G na výstupu ze simulačního modelu lze říci, že obálka výstupního signálu je frekvenční charakteristika.



Obr. 2.2 – Lineární matematický model pro kinematické buzení



Obr. 2.3 – Vstupní signál

2.3. Frekvenční přenos a charakteristiky

Jestliže se zamění v přenosu $G(s)$ komplexní proměnná s za komplexní kmitočet $j\omega$, je tím získán frekvenční přenos $G(j\omega)$.

Substituci lze zapsat:

$$G(j\omega) = G(s) \Big|_{s=j\omega} \quad (2.16)$$

Tento přenos lze pak vyjádřit v komplexním exponenciálním tvaru:

$$A(\omega)e^{j\varphi(\omega)} \quad (2.17)$$

$A(\omega)$ je amplituda (modul, absolutní hodnota) frekvenčního přenosu:

$$A(\omega) = \text{mod } G(j\omega) = |G(j\omega)| \quad (2.18)$$

$\varphi(\omega)$ je fáze (argument, úhel) frekvenčního přenosu

$$\varphi(\omega) = \arg G(j\omega) \quad (2.19)$$

Grafické znázornění závislosti amplitudy na frekvenci se nazývá amplitudová frekvenční charakteristika, závislosti fáze na frekvenci fázová frekvenční charakteristika.

Pomocí programu MATLAB lze vykreslit frekvenční charakteristiky přímo zadáním přenosu. Bude zde uvedeno vykreslení pro kinematické buzení přenos (2.15).

Parametry silentbloku jsou ze simulací, které jsou popisovány dále, odhadnuty:

$$k = 75000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$b = 28,5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$$

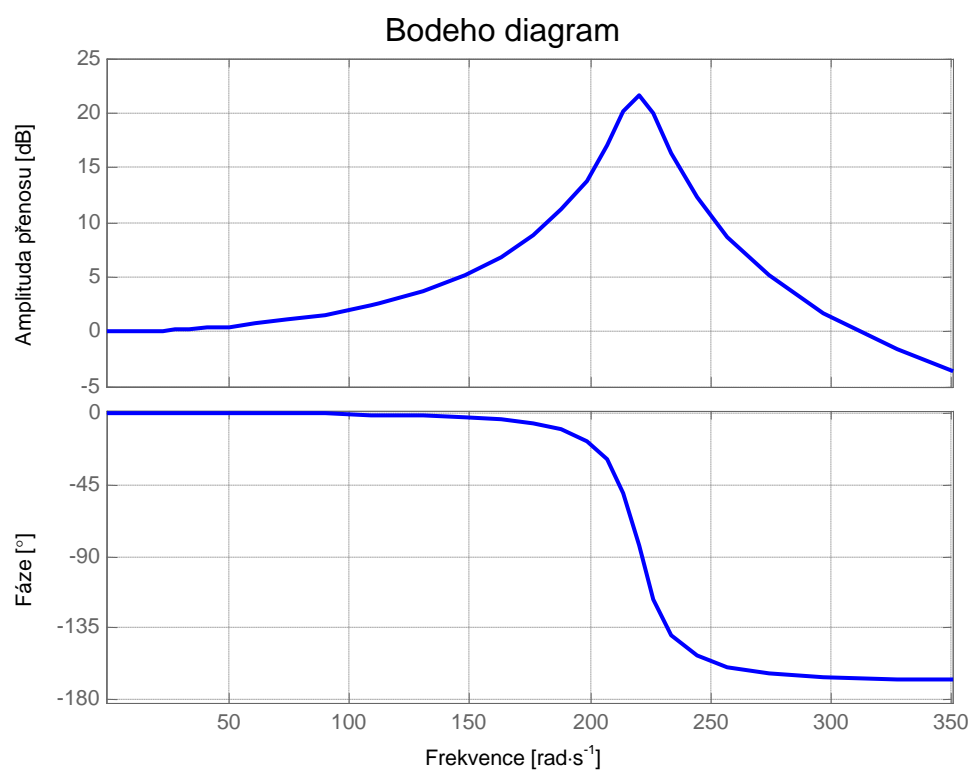
$$m = 1,545 \text{ kg}$$

Charakteristiky pro tyto hodnoty jsou uvedené na následujícím obrázku (obr. 2.4). Bohužel MATLAB vykresluje v $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ a v logaritmických souřadnicích. Z fázové

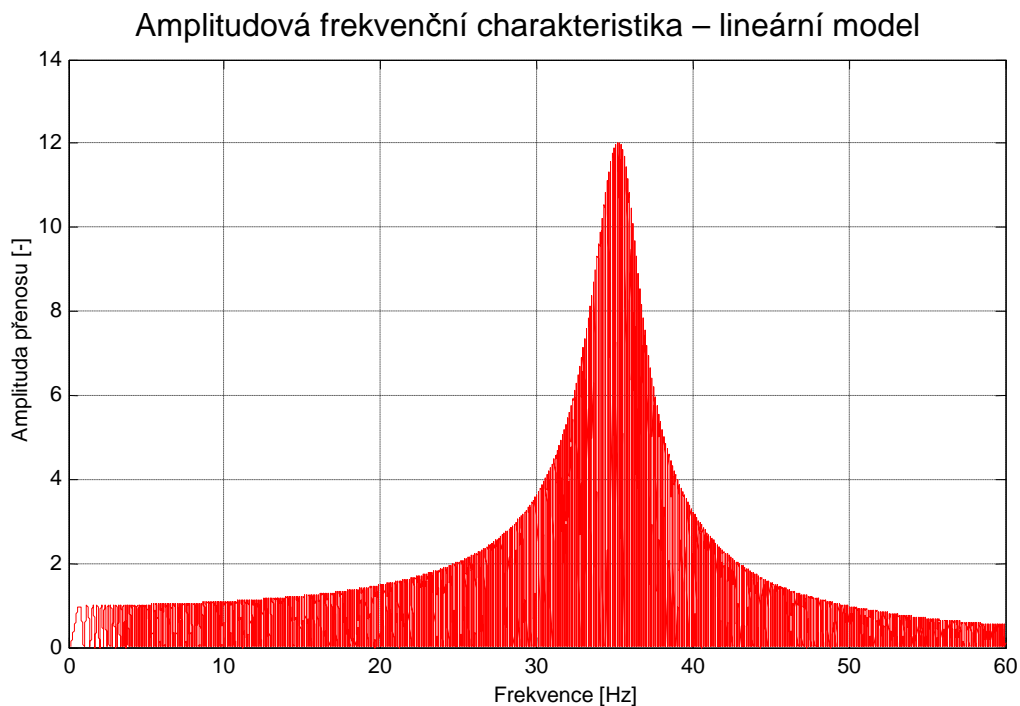
frekvenční charakteristiky je patrné, že se při rezonanci obrací fáze o 180° . Amplitudová frekvenční charakteristika ze simulace (obr. 2.5) odpovídá frekvenční charakteristice z přenosu:

$$35,2 \text{ Hz} \approx 221,2 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$A = 12 \rightarrow L = 20 \cdot \log A = 20 \cdot \log 12 = 21,58 \text{ dB}$$



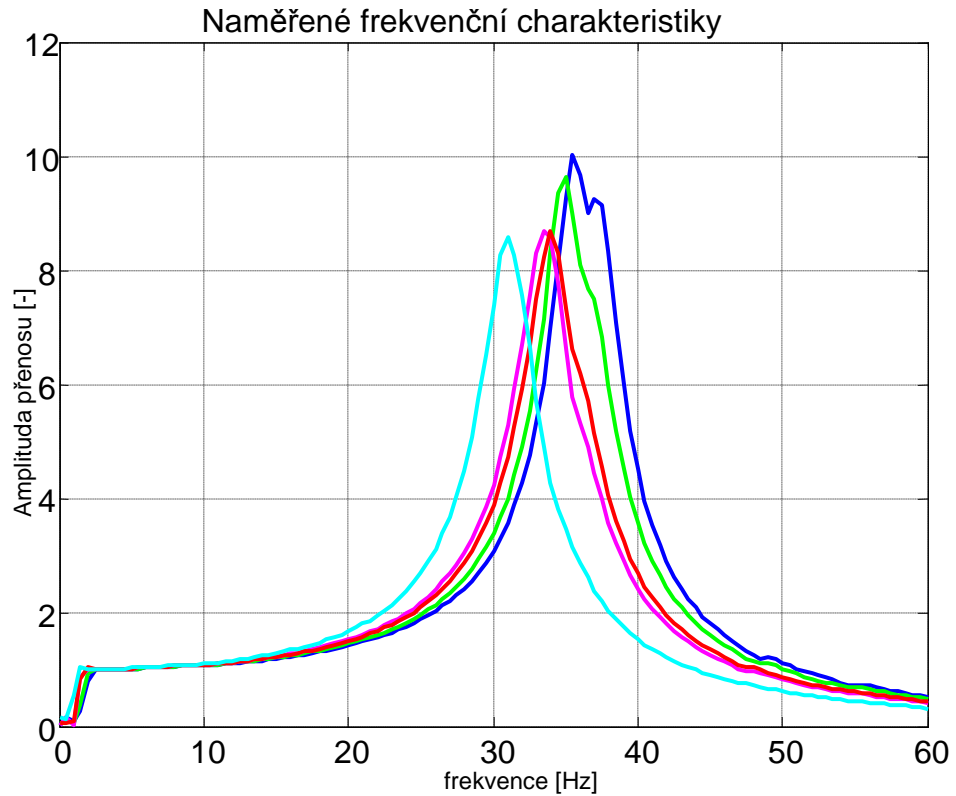
Obr. 2.4 – Amplitudová a fázová frekvenční charakteristika mechanického oscilátoru



Obr. 2.5 – Amplitudová frekvenční charakteristika z matematického modelu

2.4 Nelineární matematický model

Při vytváření nelineárního matematického modelu se vycházelo z naměřených frekvenčních charakteristik (obr. 2.5). Aby bylo možné určit amplitudu sinu s narůstající frekvencí vstupujícího do matematického simulačního modelu, bylo nutno určit amplitudu výchylky budících kmitů v oblasti rezonance. Jelikož zaznamenaný výstup z měřicích přístrojů zobrazoval časový záznam zrychlení, byla provedena v programu Signal Analyser dvojitá integrace tohoto signálu za účelem získání záznamu výchylky. Při provádění dvojité integrace bylo zapotřebí odfiltrovat pásmo 0 až 5 Hz, jelikož při těchto nízkých frekvencích snímače nejsou citlivé a výsledek této dvojité integrace by byl zcela nepoužitelný.



Obr. 2.6 – Změřené amplitudové frekvenční charakteristiky

Velikosti amplitud výchylek na vstupu systému v oblastech rezonancí byly odečteny:

- 1) $8,74 \cdot 10^{-7} \text{ m}$
- 2) $2,05 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
- 3) $6,73 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
- 4) $7,31 \cdot 10^{-6} \text{ m}$
- 5) $8,78 \cdot 10^{-5} \text{ m}$.

Z naměřených frekvenčních charakteristik je patrné, že se zvyšujícím se buzením klesá rezonanční frekvence a snižuje se poměr amplitud výstupu ku vstupu A . To je způsobeno nelinearitou některých parametrů. Z měření závislosti tuhosti silentbloku na protažení vyšlo najevo, že u tuhosti se nelinearita neprojevuje. Tím pádem zbývá

možnost, že nelinearitu má na svědomí koeficient tlumení b . Ze simulací chování použitého silentbloku nejlépe popisuje závislost tohoto součinitele rovnice:

$$b = b_0 + \beta \cdot (x_2 - x_1) + \gamma \sqrt{|\dot{x}_2 - \dot{x}_1|} \quad (2.19)$$

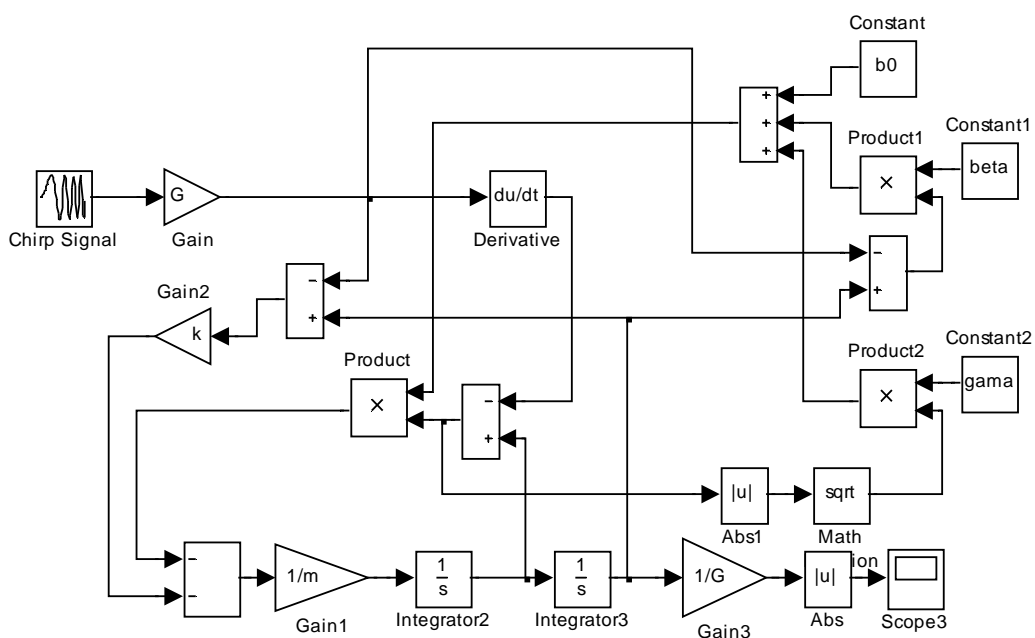
b_0 je počáteční koeficient tlumení,

β nazvěme součinitel ovlivnění koeficientu tlumení stlačením,

γ nazvěme součinitel ovlivnění koeficientu tlumení rychlostí stlačování.

Tato závislost říká, že tlumení narůstá se stlačením a rychlostí stlačování silentbloku.

Při dosazení závislosti koeficientu tlumení b na stlačení a rychlosti stlačování (2.19) do rovnice pro mechanický oscilátor (2.12) vznikne nelineární diferenciální rovnice, kterou simuluje model na obr. 2.7. Pro tuto rovnici nelze vytvořit Laplaceův obraz, jelikož Laplaceova transformace se používá pro popis lineárních systémů. [Vítečková 2005]



Obr. 2.7 – Simulační schéma nelineární diferenciální rovnice mechanického oscilátoru

Jako parametry G byly dosazovány odečtené výchylky. Ostatní parametry:

$$k = 75000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

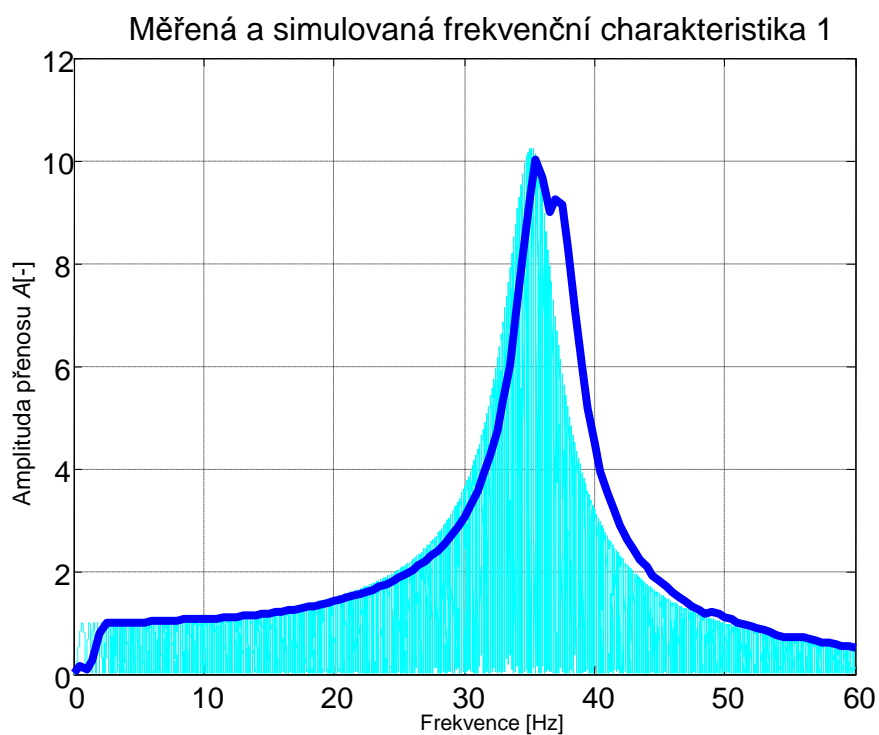
$$b_0 = 28,5 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$m = 1,545 \text{ kg}$$

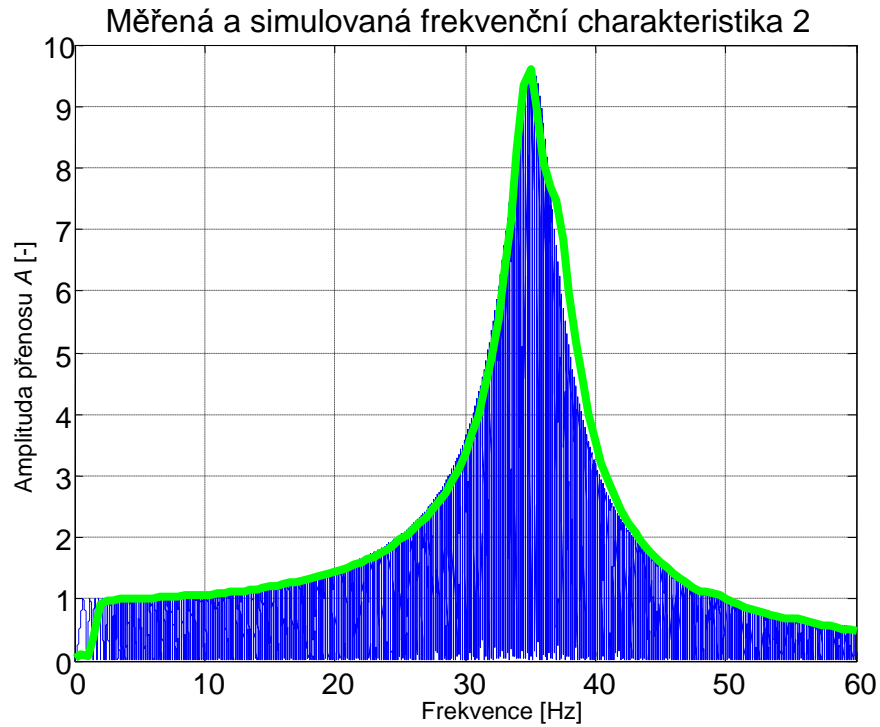
$$\beta = 1,6 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\gamma = 120 \text{ N} \cdot \text{s}^{\frac{3}{2}} \cdot \text{m}^{\frac{3}{2}}$$

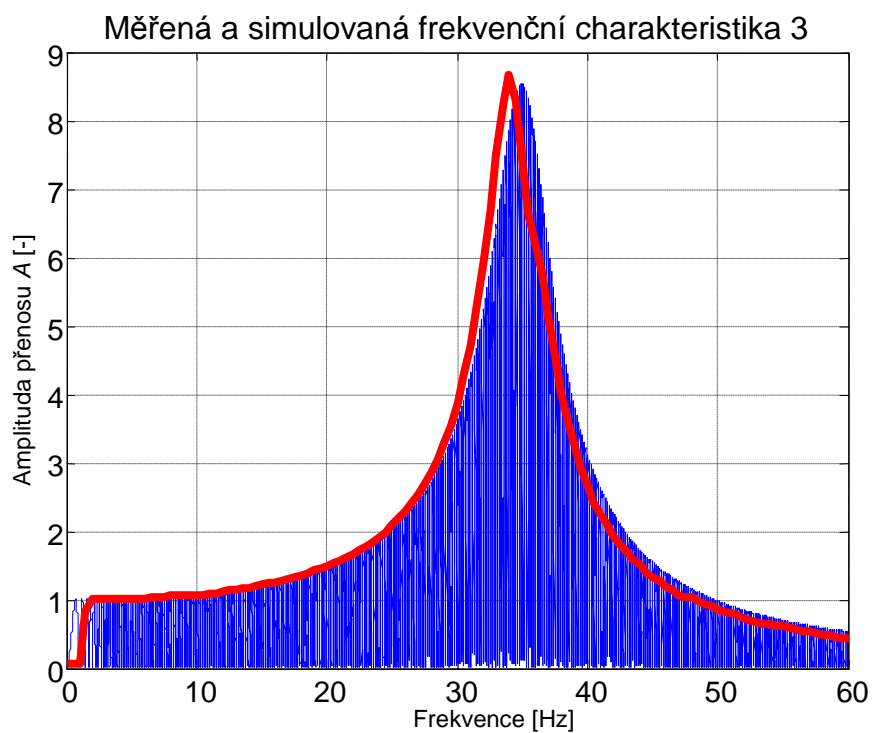
Dále jsou uvedeny průběhy simulací v porovnání s naměřenými frekvenčními charakteristikami:



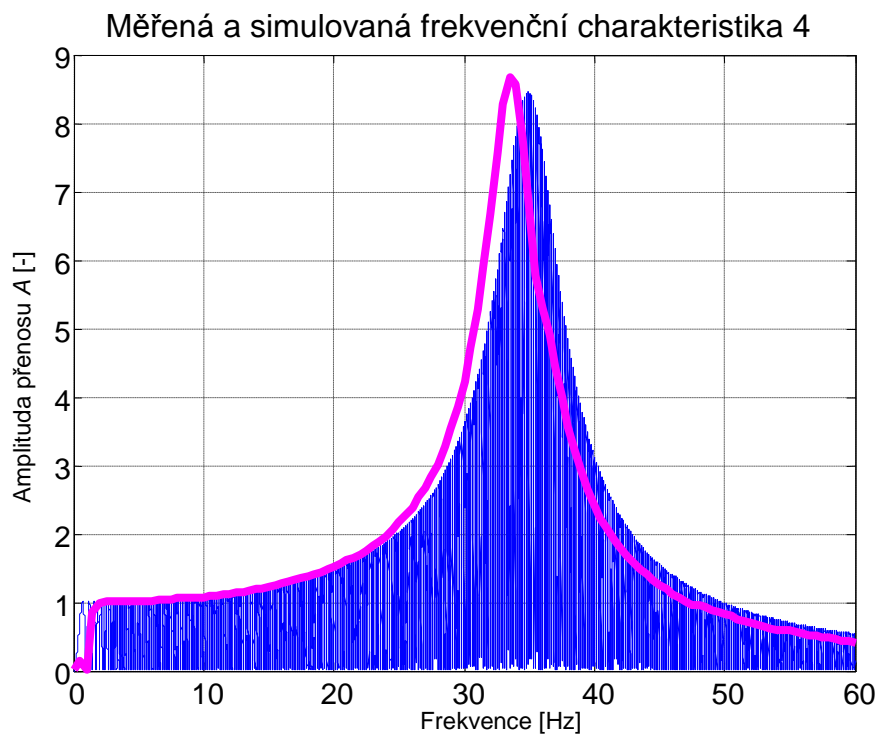
Obr. 2.8 – Porovnání změřené a simulované frekvenční charakteristiky $G = 8,74 \cdot 10^{-7} \text{ m}$; obálka – změřená charakteristika, výplň - simulace



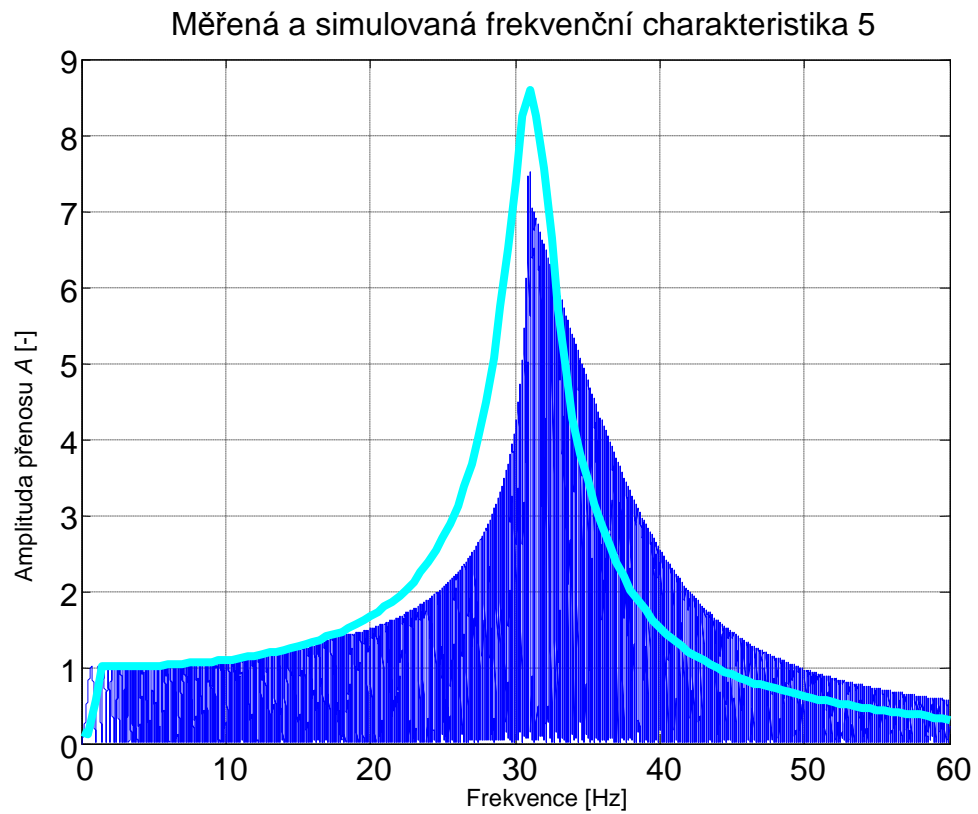
Obr. 2.9 – Porovnání změřené a simulované frekvenční charakteristiky $G = 2,05 \cdot 10^{-6} \text{ m}$; obálka – změřená charakteristika, výplň - simulace



Obr. 2.10 – Porovnání změřené a simulované frekvenční charakteristiky $G = 6,73 \cdot 10^{-6} \text{ m}$; obálka – změřená charakteristika, výplň - simulace

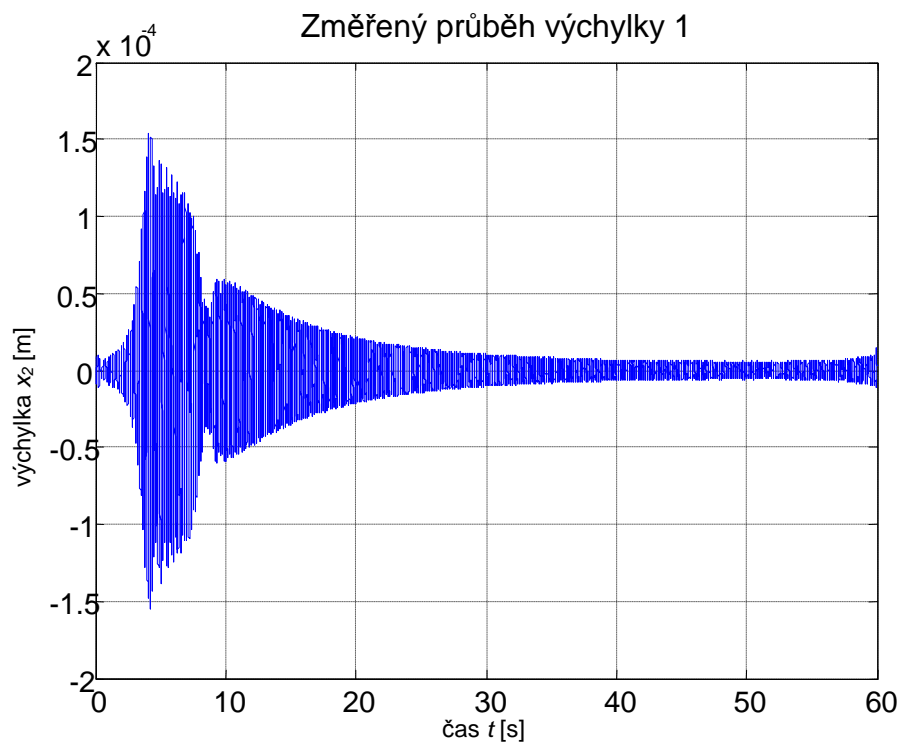


Obr. 2.11 – Porovnání změřené a simulované frekvenční charakteristiky $G = 7,31 \cdot 10^{-6} \text{ m}$; obálka – změřená charakteristika, výplň - simulace

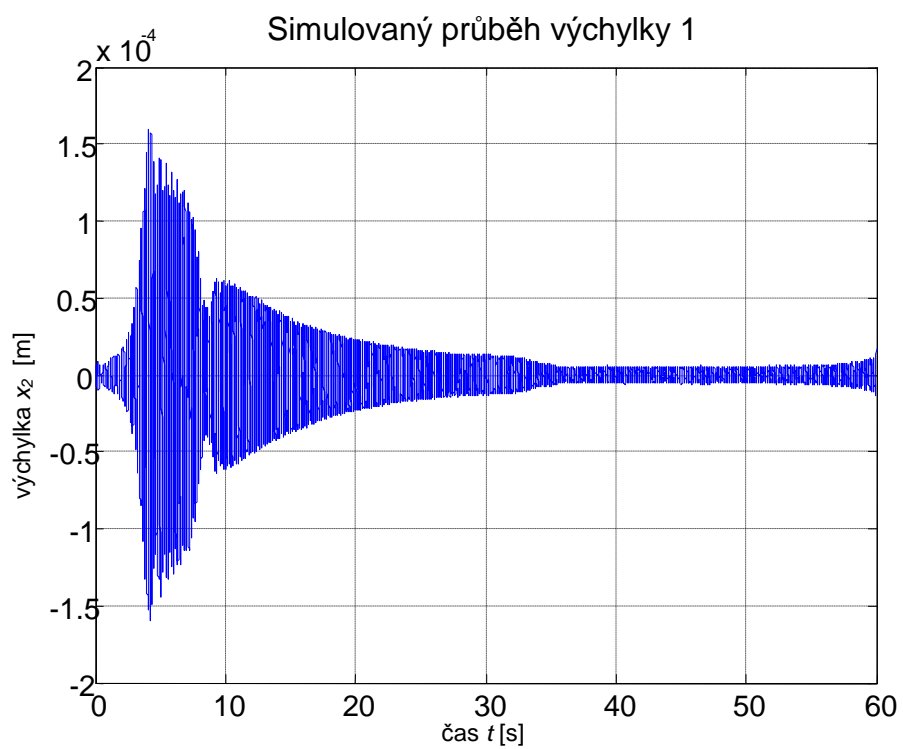


Obr. 2.12 – Porovnání změřené a simulované frekvenční charakteristiky $G = 8,78 \cdot 10^{-5} \text{ m}$; obálka – změřená charakteristika, výplň - simulace

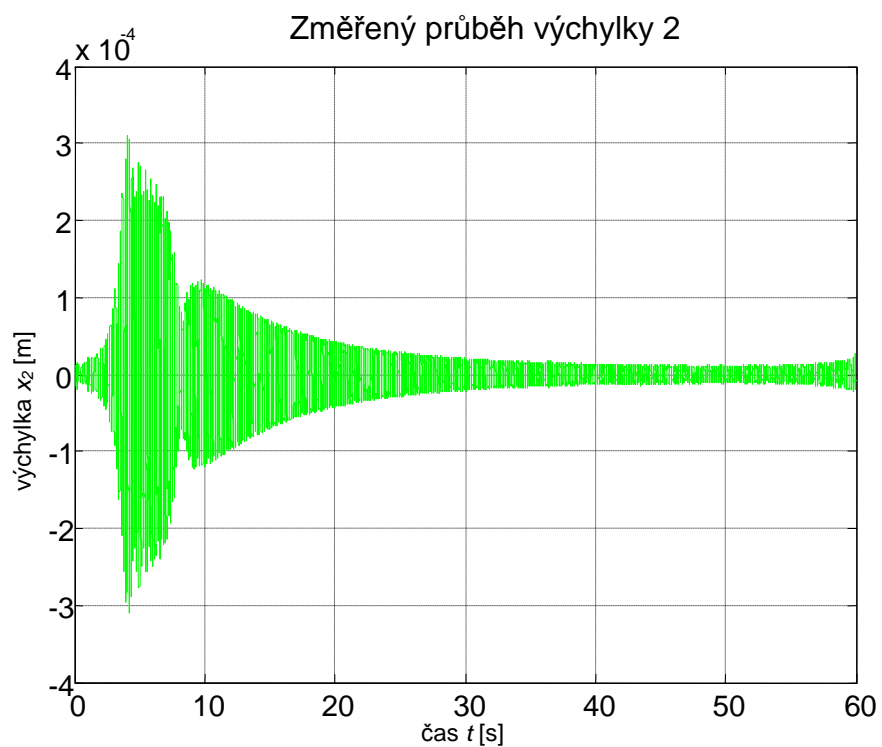
Následně lze model upravit a na vstup pustit změřený časový záznam budící výchylky a porovnávat vypočtený výstup se skutečným zaznamenaným výstupem. Porovnání změřených a simulovaných průběhů jsou vyobrazena na následujících stranách.



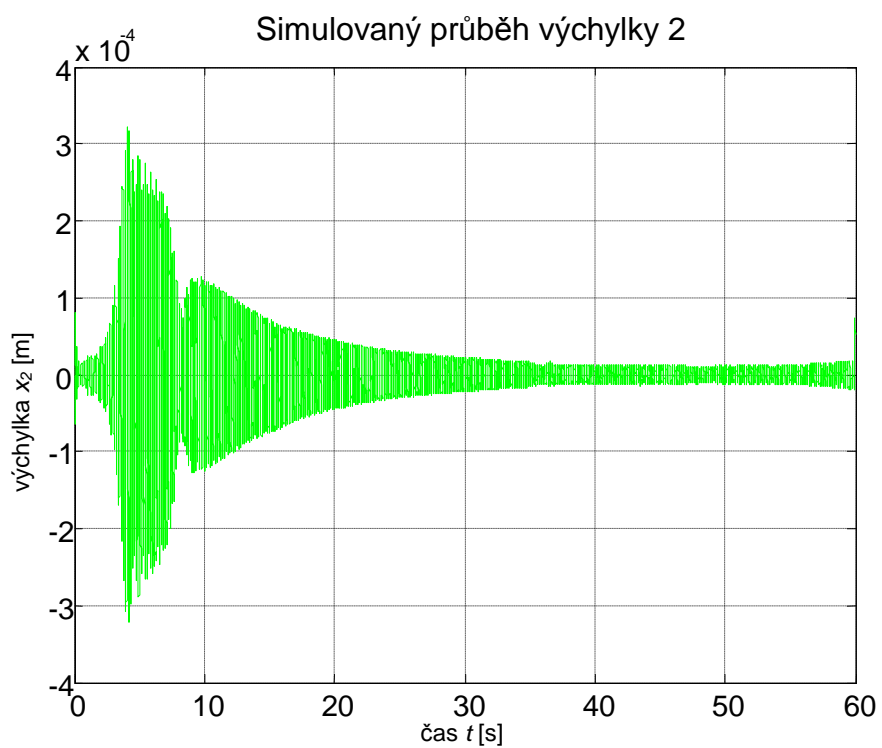
Obr. 2.13 – Změřený časový záznam výchylky na výstupu – nejmenší buzení



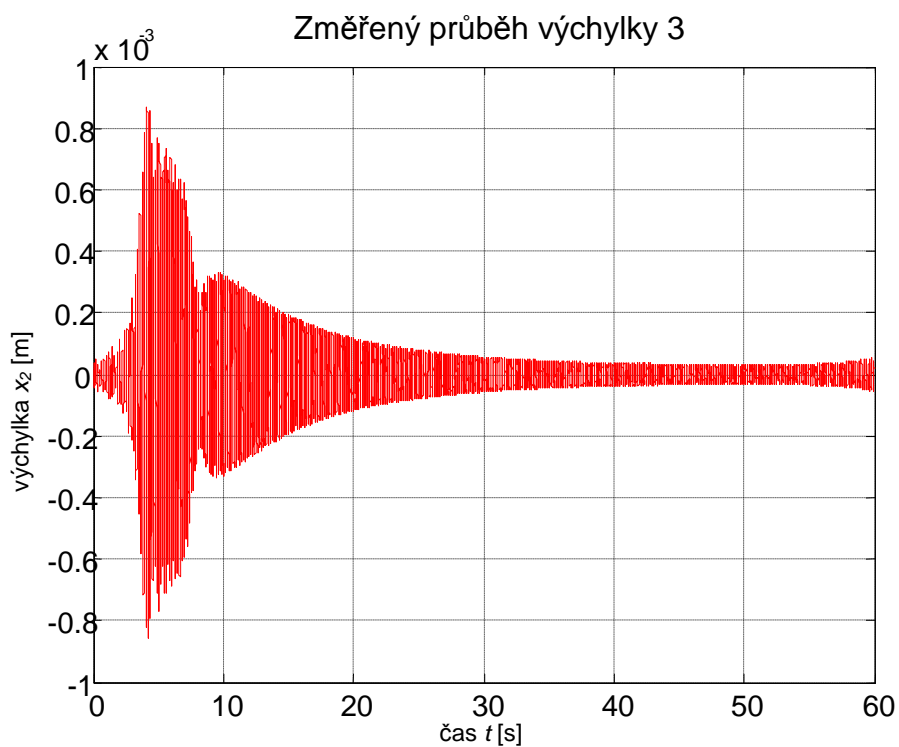
Obr. 2.14 – Simulovaný časový záznam výchylky na výstupu – nejmenší buzení



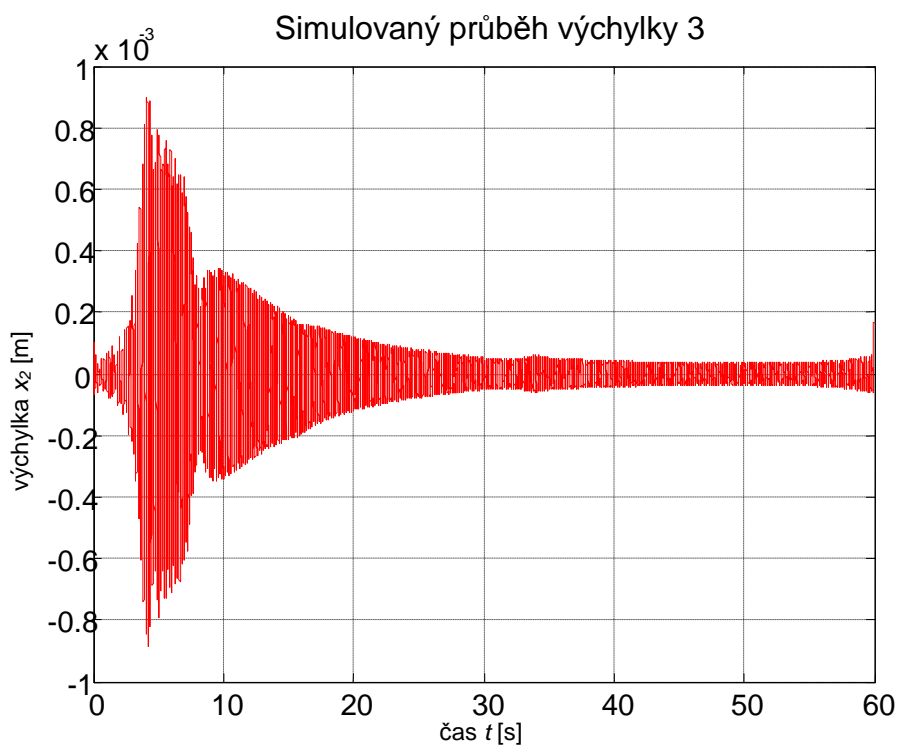
Obr. 2.15 – Změřený časový záznam výchylky na výstupu – střední buzení



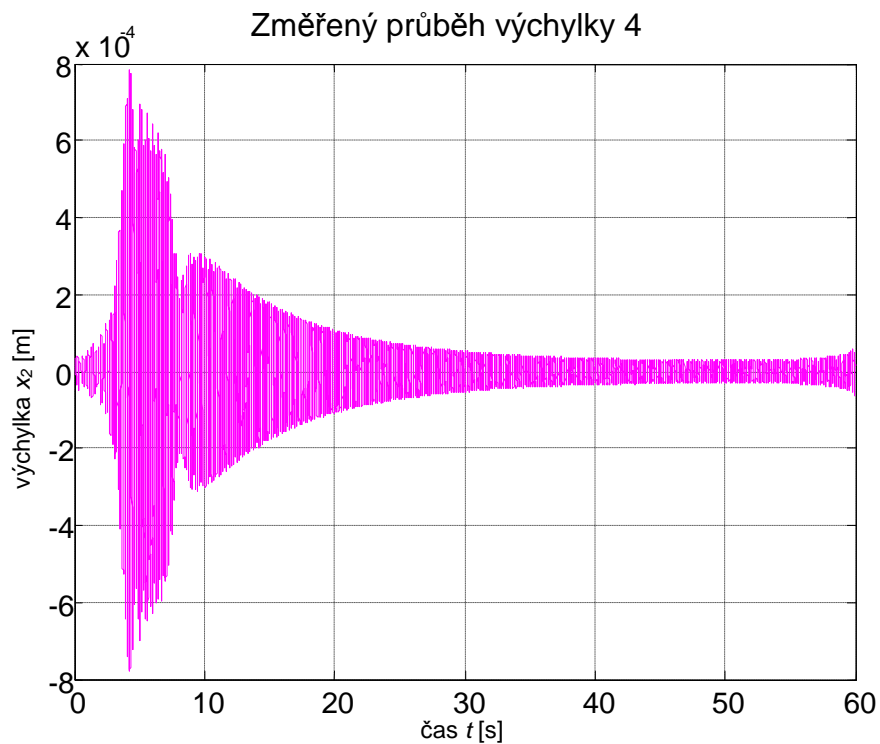
Obr. 2.16 – Simulovaný časový záznam výchylky na výstupu – střední buzení



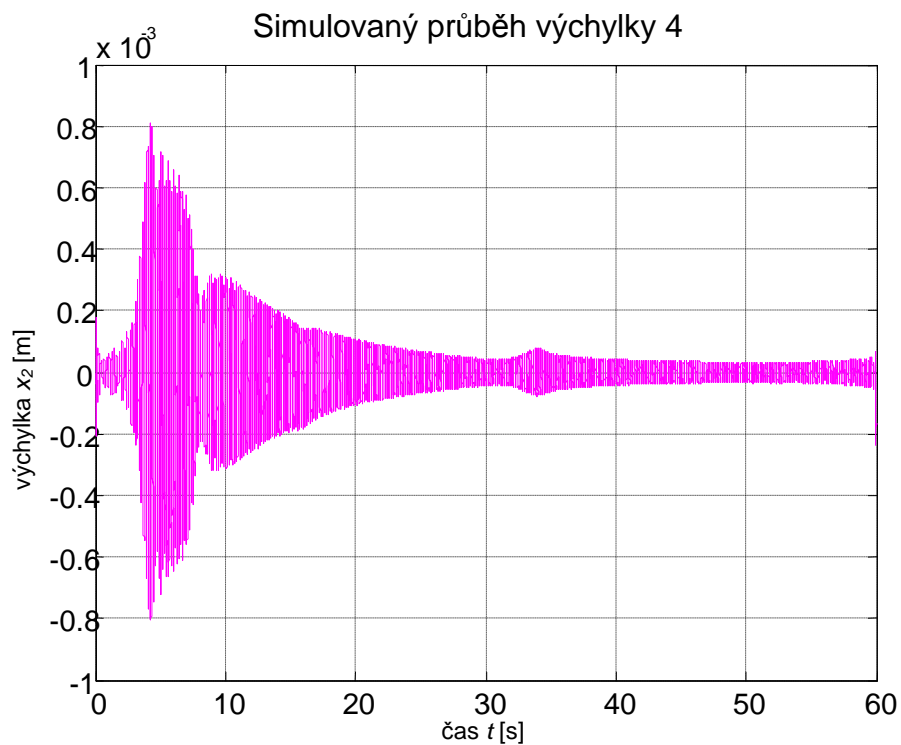
Obr. 2.17 – Změřený časový záznam výchylky na výstupu – střední buzení



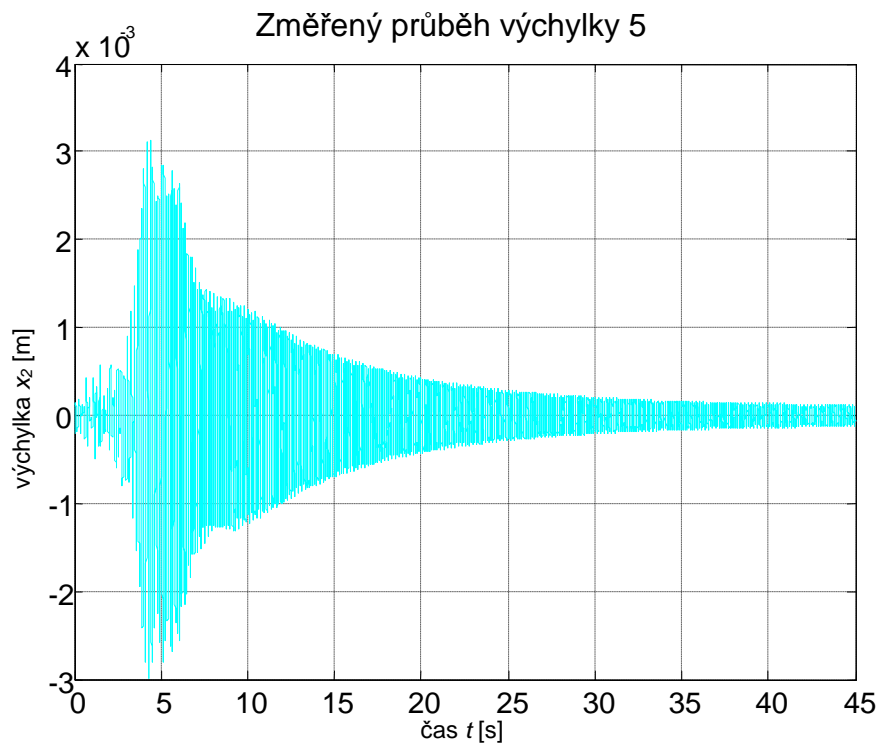
Obr. 2.18 – Simulovaný časový záznam výchylky na výstupu – střední buzení



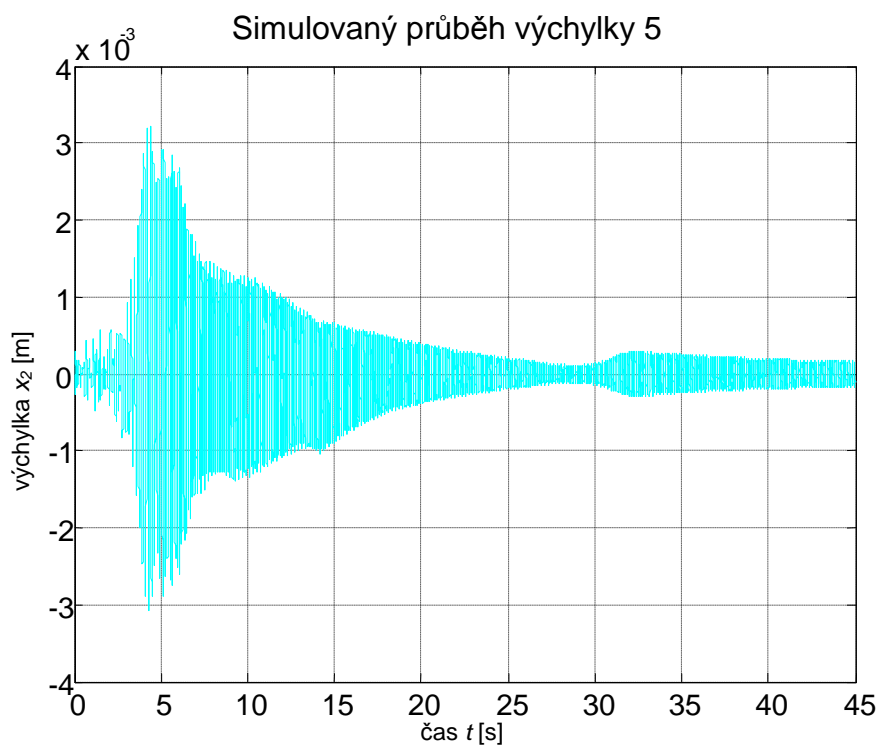
Obr. 2.19 – Změřený časový záznam výchylky na výstupu – střední buzení



Obr. 2.20 – Simulovaný časový záznam výchylky na výstupu – střední buzení



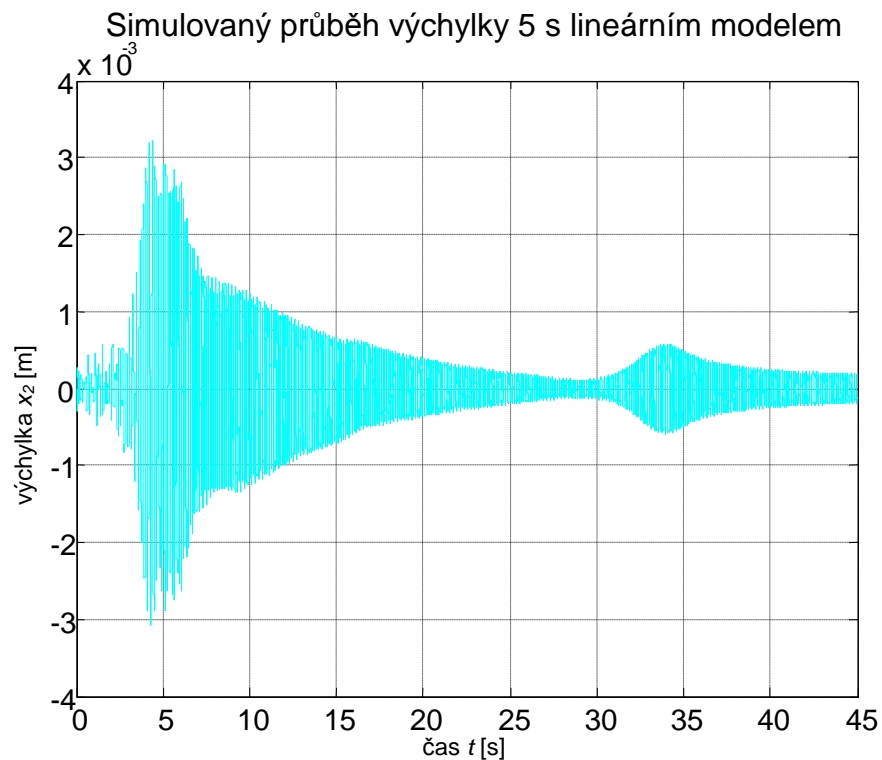
Obr. 2.21 – Změřený časový záznam výchylky na výstupu – největší buzení



Obr. 2.22 – Simulovaný časový záznam výchylky na výstupu – největší buzení

2.5 Porovnání lineárního a nelineárního modelu

Z vyobrazených průběhů je patrné, že model není zcela ideální. Pro porovnání je přiložen průběh simulace s největším buzením pomocí lineárního modelu. Z porovnání průběhů na obr. 2.22 a 2.23 je patrné, že nelineární model je pro popis silentbloku vhodnější.



Obr. 2.23 – Simulovaný časový záznam výchylky na výstupu – největší buzení u lineárního modelu

3 POPIS ZKUŠEBNÍHO STAVU

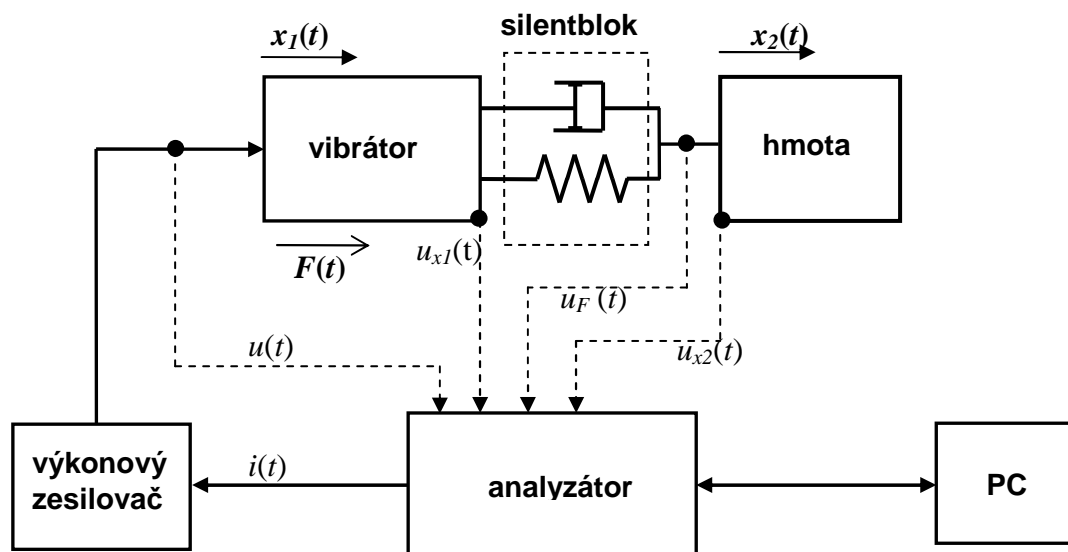
Na Katedře automatizační techniky a řízení je používán laboratorní zkušební stav pro provádění různých úloh spojených s problematikou vibrací. Pro tuto bakalářskou práci byl upraven pro testování pryžových silentbloků. Jelikož se silentblok používá na tlumení kmitání hmotných těles, je nutno aby tomuto rozložení odpovídal mechanický model. Silentblok je tedy pevně připevněn na pokusnou hmotu o známé hmotnosti a z druhé strany je na něj aplikována síla. Setrvačná hmota má hmotnost 1,545 kg. Buzení je pak realizováno elektrodynamickým vibrátorem TIRA Exciter 100 N. Vibrátor je pevně připevněn ke kovovému rámu, železné závaží je připevněno pomocí závěsů z ocelových plátků.

K vyhodnocování vlastností tlumicího přípravku je snímáno zrychlení obou stran silentbloku a budicí síla a jsou zaznamenávány jejich časové průběhy. Na závaží i čelo vibrátoru jsou připevněny piezoelektrické snímače zrychlení. Snímač síly je umístěn mezi silentblok a hmotu.

Signály ze snímačů jsou přiváděny do analyzátoru firmy Brüel & Kjaer, který stejně tak sleduje řídicí napětí přiváděné do výkonového zesilovače TIRA a jeho výstup proudu, jímž je napájen vibrátor.



Obr. 3.1 – Měřená soustava



Obr. 3.2 – Schéma uspořádání měřicích přístrojů a měřené soustavy

3.1 Měřicí přístroje

System PULSE - Brüel & Kjaer

PULSE je všestranný systém určený především k vyhodnocování problémů spojených s vibracemi. Poskytuje rozsáhlé nástroje pro měření pomocí osobního počítače připojeného k analyzátoru.

Celý systém se skládá z PC s rozhraním LAN, softwaru PULSE fungujícím pod MS Windows a špičkového hardwaru sloužícímu k získávání dat. Analyzátor může zpracovávat více než 300 signálů až na deseti čelních panelech. Tyto I/O moduly zpracovávají signály ze snímačů a převádějí je na digitální signál. Popřípadě mohou pracovat v opačném režimu. [Brüel & Kjaer 2009]

Analyzátor Brüel & Kjaer PULSE 3560-C

Jedná se o přenosný analyzátor napájený z adaptéru nebo baterie přes zdrojovou jednotku (typ 2827). Může skrývat jakoukoliv kombinaci řídicího modulu a I/O modulu (výrobce poskytuje široký výběr modelů). Řídicí modul zajišťuje komunikaci s PC a I/O modul mu zajišťuje vstup ze změřených hodnot.

Má robustní kryt, za účelem vyšší životnosti v průmyslu, chladící větráky, kryt proti dešti. Může být používán při teplotách -10 až 50 °C. [Brüel & Kjaer 2009]



Obr. 3.3 – Analyzátor PULSE 3560-C [Brüel & Kjaer 2009]

Výkonový zesilovač TIRA BAA 120

Tento zesilovač je navrhnut právě pro provoz elektrodynamických vibrátorů. Dosahuje spojitého výkonu až 120 VA. Frekvenční rozsah 0 až 20 kHz. Umožňuje jak proudový tak napěťový režim. Maximální výstupní napětí je 22 V, proud 5,5 A. Vstupní napětí musí být nižší než 5 V. Zesilovač obsahuje proudové omezení na výstupu, ochranu proti přehřátí. Čelní strana zesilovače je vybavena signalizačním displejem. [Tira Korea 2009]

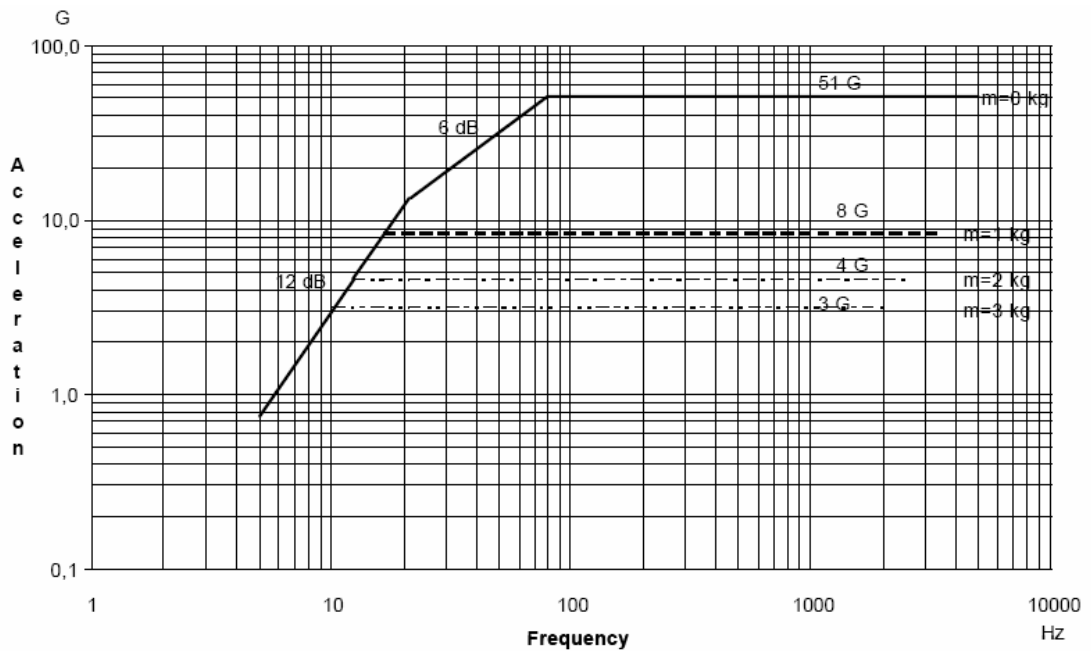


Obr. 3.4 – Výkonový zesilovač TIRA BAA 120

Vibrátor TIRA TV 52110

Tento elektrodynamický vibrátor je schopný budit silou až 100 N, rozsah frekvencí je 2 až 7000 Hz. Maximální zrychlení je okolo 500 m/s^2 . Maximální posuv jádra vibrátoru je 15 mm. Tuhost uložení tohoto jádra je 5 N/mm. Efektivní hmotnost jádra udává výrobce 0,2 kg. Vibrátor je napájen proudem maximálně 5,5 A, což odpovídá použitému zesilovači. Na obrázku 3.5 je zobrazena závislost zrychlení na frekvenci při použití různé zátěže.

Elektrodynamický budič funguje na principu pohybu feromagnetického jádra v magnetickém poli vytvořeném uvnitř cívky protékané proudem. [TIRA Korea 2009]



Obr. 3.5 – Amplitudová frekvenční charakteristika zrychlení pro jednotlivá zatížení [TIRA 2009]



Obr. 3.6 – Vibrátor TIRA TV 52110 [TIRA 2009]

3.2 Snímače

Snímač síly Endevco Isotron 2311-10

Jedná se o piezoelektrický snímač síly, který pracuje na principu takzvaného piezoelektrického jevu, kde při mechanické deformaci určitých materiálů, například oxidu křemičitého, titaničitanů a podobných, vzniká na jejich povrchu elektrický náboj.

Výhodou tohoto jevu je, že vykazuje kvalitní lineární závislost mezi vygenerovaným nábojem a tlakem působícím na krystal v podélném nebo příčném směru a teplotní stálost.

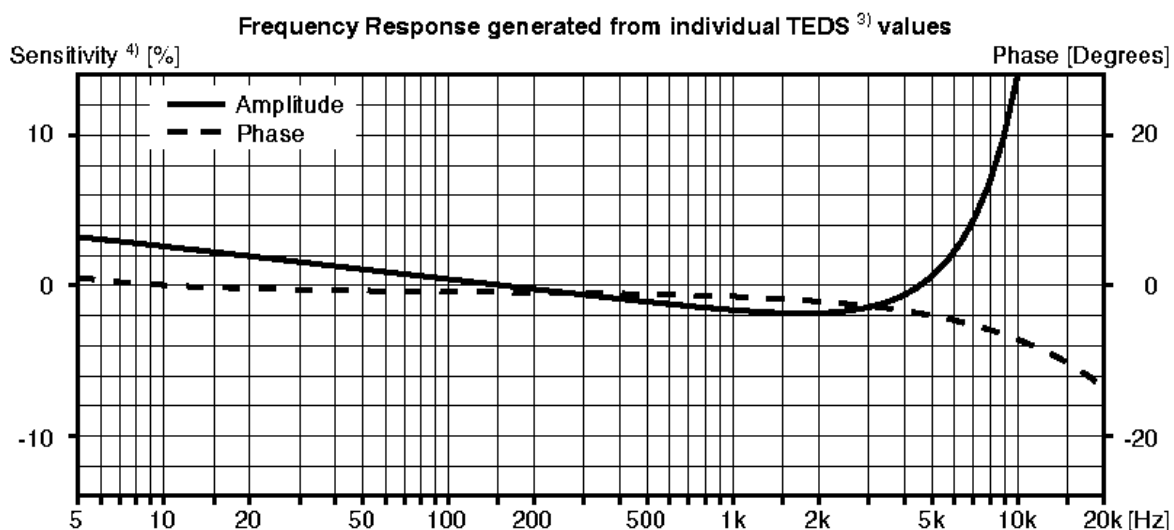
Použitý snímač má citlivost 44 mV/N. Tyto snímače obecně mají chybu okolo 1 %. Výrobce zaručuje široký frekvenční rozsah (do 75 kHz). Je navržen pro síly v intervalu $\pm 2,2$ kN. Zvládne úder do $100\,000\text{ ms}^{-2}$ a harmonické buzení do $\pm 50\,000\text{ ms}^{-2}$. [Endevco 2009]



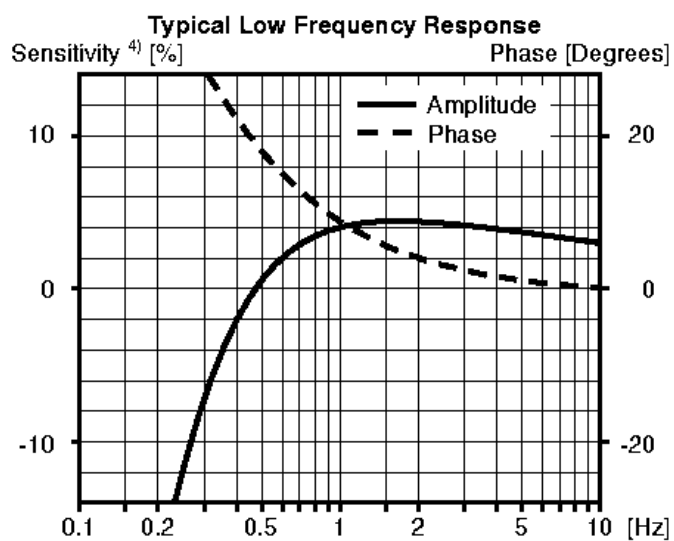
Obr. 3.7 – Snímač síly [Endevco 2009]

Snímač zrychlení Brüel & Kjaer 4508 B 001

Tento piezoelektrický snímač má citlivost $0,995\text{ mV/ms}^{-2}$. Amplitudový frekvenční rozsah je 0,1 Hz až 8 kHz $\pm 10\%$ a fázový frekvenční rozsah pak 0,5 Hz až 5 kHz $\pm 5\%$. Vlastní rezonanční frekvence snímače je 25 kHz. Co se amplitudové frekvenční charakteristiky týče, tak snímač vykazuje pokles citlivosti 2 % na dekádu, což je patrné z následujícího grafu. Měřicí rozsah je $\pm 7000\text{ ms}^{-2}$. [Brüel & Kjaer 2009]



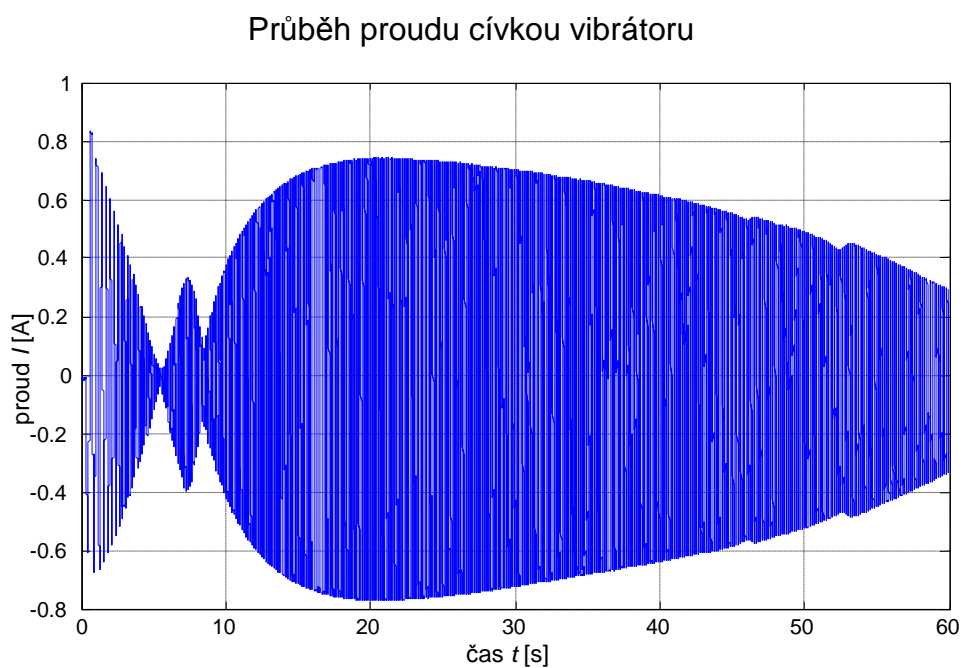
Obr. 3.8 – Amplitudová a fázová frekvenční charakteristika použitého akcelerometru (vyšší frekvence) [Brüel & Kjaer 2009]



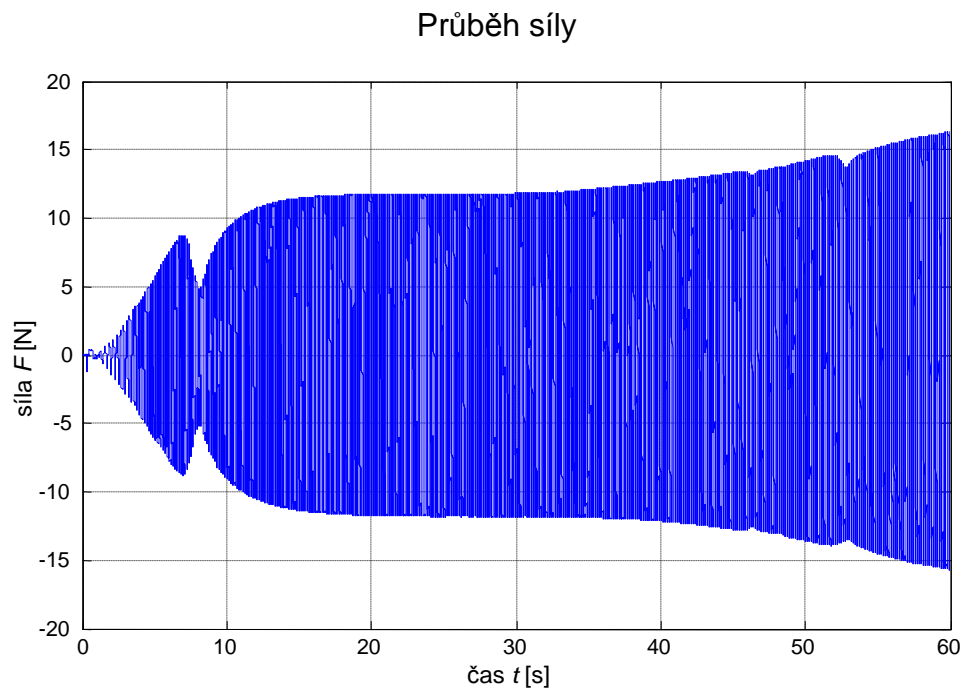
Obr. 3.9 – Amplitudová a fázová frekvenční charakteristika použitého akcelerometru [Brüel & Kjaer 2009]

3.3 Změřené výsledky

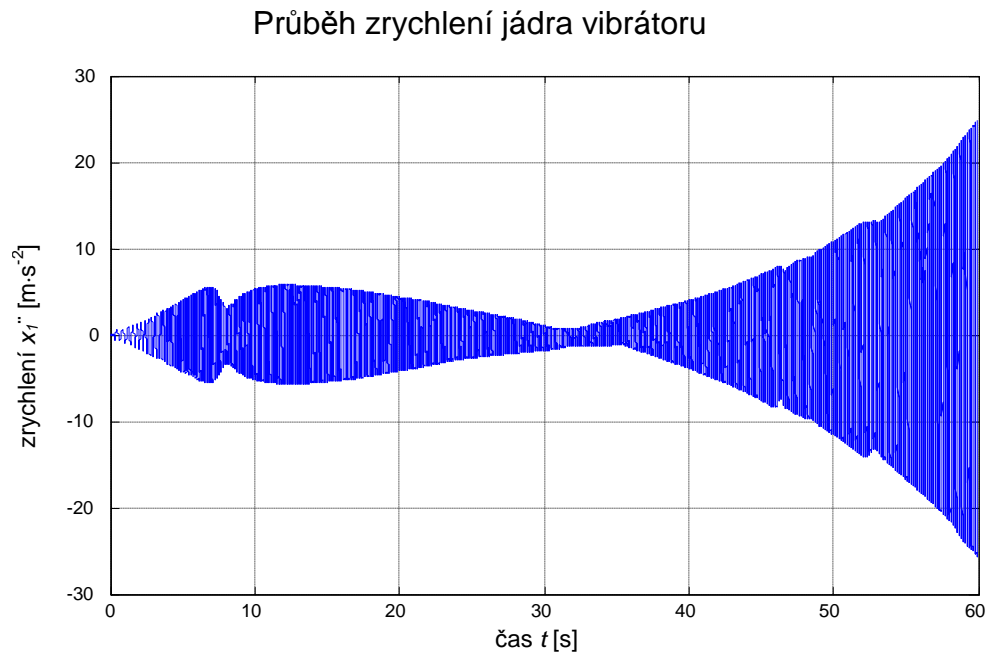
Měřicí zařízení bylo propojeno dle obrázku 3.2. V programu PULSE byly zaznamenány časové průběhy, které jsou uvedeny v následujících grafech. Z naměřených průběhů spočítal software kmitočtovou charakteristiku. Buzení bylo provedeno harmonickým signálem s rovnoměrně narůstající frekvencí s nárůstem 1 Hz/s.



Obr. 3.10 – Průběh proudu na výstupu ze zesilovače

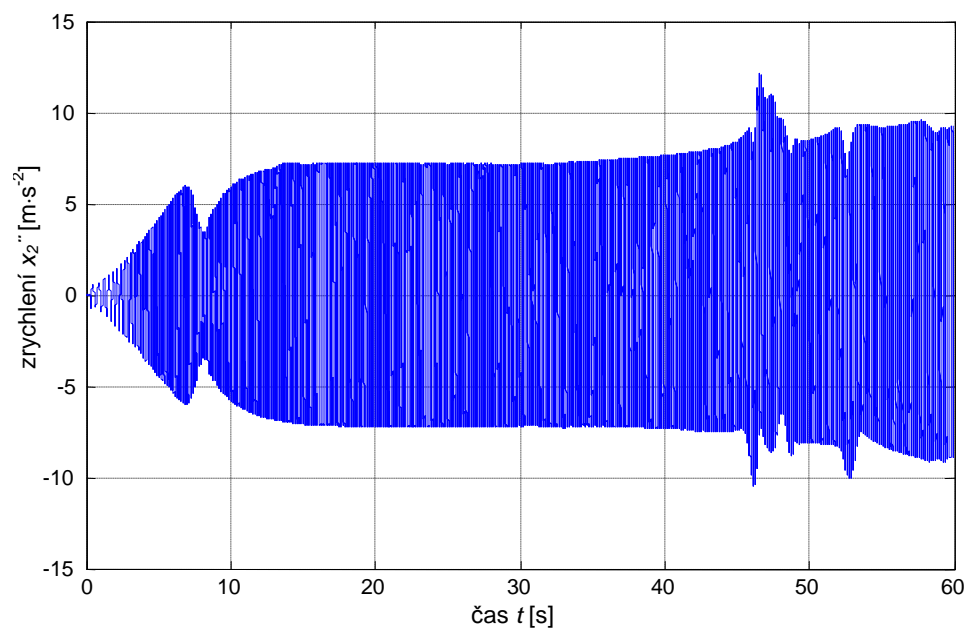


Obr. 3.11 – Průběh síly za silentblokem

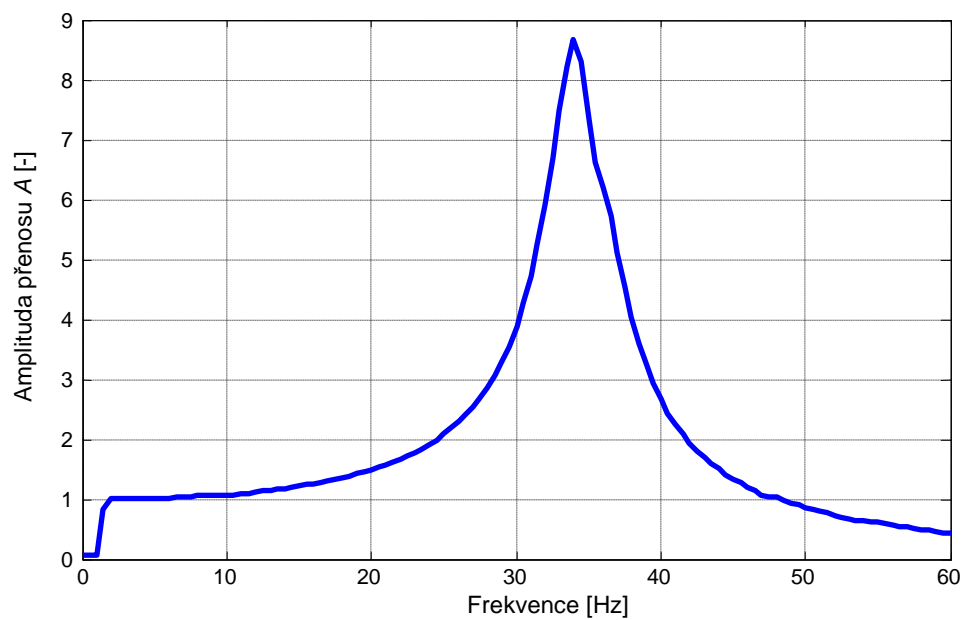


Obr. 3.12 – Průběh zrychlení jádra silového budiče

Průběh zrychlení hmoty

*Obr. 3.13 – Průběh zrychlení hmoty*

Amplitudová frekvenční charakteristika

*Obr. 3.14 – Amplitudová frekvenční charakteristika*

4 ZÁVISLOST TUHOSTI NA PRODLOUŽENÍ

Na počátku zkoumání nelinearity pro diferenciální rovnici mechanického oscilátoru (2.13) se předpokládalo, že ji způsobuje proměnlivost tuhosti silentbloku v závislosti na jeho protažení. Nicméně provedené měření tuto domněnku vyvrátilo.

Bylo vytvořeno jednoduché měřicí zařízení. Silentblok byl namáhán na tah i tlak. Protažení bylo měřeno digitálním úchylkoměrem, síla pak piezoelektrickým snímačem.



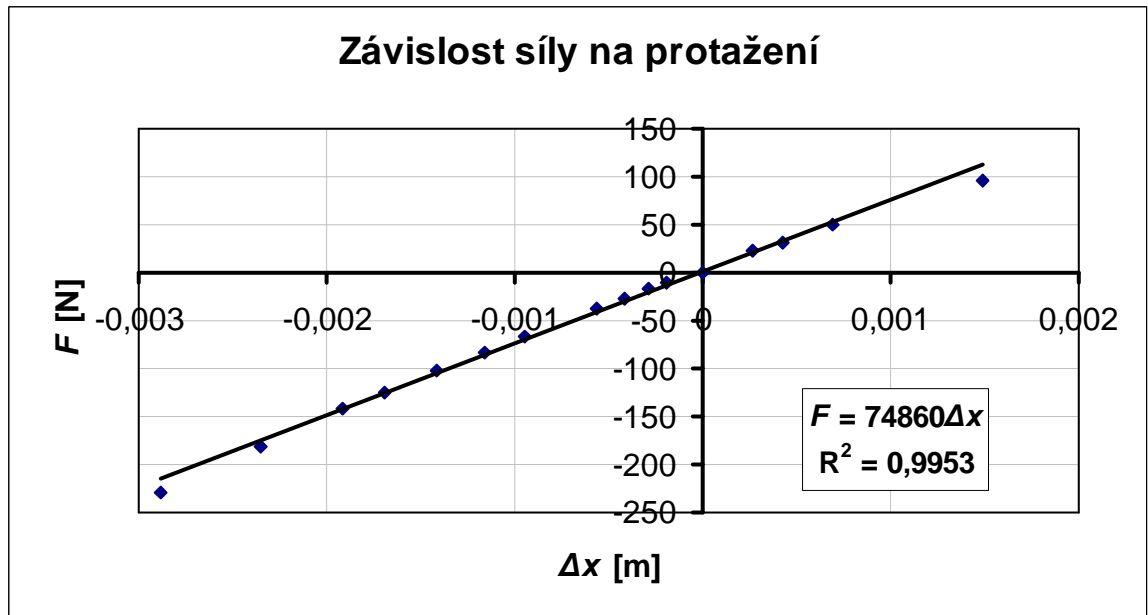
Obr. 4.1 – Digitální úchylkoměr



Obr. 4.2 – Snímač síly Endevco K1505

F [N]	Δx [mm]
96,12	1,491
49,78	0,687
32,26	0,421
22,90	0,271
0,00	0,000
-10,36	-0,187
-17,40	-0,288
-27,04	-0,419
-37,52	-0,564
-66,06	-0,942
-83,21	-1,163
-102,76	-1,410
-125,19	-1,692
-141,87	-1,914
-180,61	-2,352
-228,25	-2,879

Obr. 4.3 – Tabulka naměřených hodnot



Obr. 4.4 – Závislost protažení silentbloku na působící síle

Změřená charakteristika je téměř lineární. Prodloužení je přímo úměrné působící síle, lze určit tuhost silentbloku:

$$k = \frac{F}{\Delta x} = 74860 \cong 75000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (4.1)$$

5. ZÁVĚR

V první etapě tvorby bakalářské práce byl popsán mechanický oscilátor s tím, že bylo bráno v úvahu proměnné tlumení gumového silentbloku, které vnášelo do diferenciálních rovnic nelinearitu. Byly popsány frekvenční charakteristiky tohoto kmitavého článku a pro nelineární chování soustavy vytvořen simulační model. Parametry tohoto modelu byly laděny pomocí harmonického vstupního signálu s postupně narůstající frekvencí a také pomocí záznamu pohybu jádra vibrátoru. Nejlépe se osvědčil matematický popis tlumení:

$$b = b_0 + \beta \cdot (x_2 - x_1) + \gamma \sqrt{|\dot{x}_2 - \dot{x}_1|}.$$

Tento vztah říká, že se tlumení zvyšuje se stlačením a rychlostí stlačování.

Nelinearity tlumení v závislosti na amplitudě kmitání se projevují náklonem vrcholu frekvenční charakteristiky. Jestliže je náклон příliš velký, dochází v simulaci k „přeskokům“ mezi body charakteristiky. Protože byl modelován pouze nárůst frekvence buzení, je přeskok patrný jen na grafu (2.12) a frekvenční charakteristika se jeví velmi ostrá. V případě modelování poklesu frekvence by došlo k přeskoku na nižší frekvenci.

K měření dynamických vlastností silentbloků byl sestaven vhodný zkušební stav s generátorem síly, setrvačnou hmotou a vlastním pryžovým silentblokem. Vyhodnocovací zařízení pracovalo se signály z piezoelektrických snímačů – dvou akcelerometrů a jednoho siloměru, rovněž zaznamenávalo napětí ze vstupu zesilovače z něj vystupující proud, který napájel cívku vibrátoru.

Výsledná kmitočtová charakteristika, počítaná jako podíl amplitud zrychlení hmoty a jádra vykazuje rezonanční frekvenci okolo 35 Hz. Při rezonanci má jádro minimální zrychlení a kmitá hmota. Při vyšších frekvencích lze pozorovat, že amplituda jádra vibrátoru narůstá avšak hmota si zachovává svou výchylku, takže jsou vibrace tlumené.

Bylo dosaženo podobnosti mezi simulací a praktickým měřením.

Všechny zde uváděné charakteristiky a průběhy měření pocházely z totožného mechanického oscilátoru, který se vyznačoval svými parametry, které byly uvedeny. Z definice rezonanční frekvence je zřejmé, že při použití setrvačné hmoty o větší

hmotnosti by rezonanční vrchol nastal u nižších frekvencí. Naopak použití silentbloku s větší tuhostí by zvyšovalo rezonanční frekvenci.

Je zajímavé, že parametry silentbloků stejného typu se značně liší. Tuhosti dvou na pohled stejných prvků se mohou být rozdílné až dvojnásobně. Parametry se také mění s provozní teplotou, stářím gumy a také dobou provozu a režimem provozu. Rozdíly v tuhostech u silentbloků stejné výrobní řady poskytují jednu výhodu: při prodloužení vibrujícího tělesa několika silentbloky se nedostanou do stavu rezonance všechny ve stejný okamžik.

POUŽITÁ LITERATURA

- BRÜEL & KJAER, 2009. *IDAe Hardware Configurations for PULSE - Types 3560-B, 3560-C, 3560-D and 3560-E* [online]. [cit. 2009-11-30]. Dostupný z www:<URL: <http://www.bksv.com/doc/bu0228.pdf>>
- E-AUTOMATIZACE.VSB.CZ, 2009. *Elektrické tlakoměry* [online]. [cit. 2009-12-12]. Dostupný z www: <http://e-automatizace.vsb.cz/ebooks/mmv/tlak/tlak_tlakomery_elektricke.htm#piezo>
- ENDEVCO, 2009. *Model 2313 Piezoelectric force sensor* [online]. [cit. 2009-15-12]. Dostupný z www:<URL: <http://www.endevco.com/product/prodpdf/2313.pdf>>
- FARANA, R., SMUTNÝ, L., VÍTEČEK, A., VÍTEČKOVÁ M. & WAGNEROVÁ, R. 2008 *Doporučení pro psaní odborných textů z oblasti automatizace a informatiky*. 1. vyd. Ostrava: Katedra ATR VŠB-TU Ostrava, 2008. 80 s. ISBN 978-80-248-1925-9
- FARANA, R., LANDRYOVÁ, L., TŮMA, J. & WAGNEROVÁ, R., 2007. *Základy automatizace*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 138 s. Skripta VŠB - TU Ostrava, ISBN 978-80-248-1523-7.
- GERB, SCHWINGUNGSISOLIERUNGEN GMBH & Co KG., 2007. *Vibration Isolation Systems*, 10. ed. Germany, 2007.
- JULIŠ, K & BREPTA, R. 1987. *Mechanika II.díl –Dynamika; Technický průvodce*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1987. 687 s.
- NOSKIEVIČ, P. 1999 *Modelování a identifikace systémů*. 1. vyd. Ostrava: Montanex, 1999. 280 s. ISBN 80-7225-030-2

- TIRA GMBH, 2009. *TIRAvib Vibration generator* [online]. [cit. 2009-12-6]. Dostupný z [www:<URL: http://www.bksv.com/doc/bp1914.pdf>](http://www.bksv.com/doc/bp1914.pdf)
- TIRA KOREA, 2009. *TIRA Power amplifier* [online]. [cit. 2009-12-6]. Dostupný z [www:<URL: http://www.tirakorea.com/2006/shaker/shaker_amp.php>](http://www.tirakorea.com/2006/shaker/shaker_amp.php)
- TŮMA, J., 1997. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů*. Praha: Sdělovací technika, 1997. 174 s., ISBN 80-901936-1-7
- TŮMA, J., 2002. *Inovace výuky měření frekvenčních charakteristik impulsním buzením*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2002. 7 s. Příloha závěrečné zprávy o řešení grantového projektu FR VŠ MŠMT F1/0309/2002 s
- TŮMA, J., 2009. *Diagnostika strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 138 s. Skripta VŠB - TU Ostrava, ISBN 978-80-248-2116-0.
- TŮMA, J., 2009. *Signal processing*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 156 s. Skripta VŠB - TU Ostrava, ISBN 978-80-248-2114-6.
- VÍTEČEK, A. & VÍTEČKOVÁ M., 2008 *Základy automatické regulace*. 1. vyd. Ostrava: Katedra ATR VŠB-TU Ostrava, 2008. 244 s. ISBN 978-80-248-1924-2
- VÍTEČKOVÁ, M. 2005 *Slovníky L- a Z-transformace s řešenými příklady*. 1. vyd. Ostrava: Katedra ATR VŠB-TU Ostrava, 2005. 76 s. ISBN 80-248-0851-X