

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA MECHATRONIKY, INFORMATIKY
A MEZIOBOROVÝCH STUDIÍ



Disertační práce

ve studijním oboru
Technická kybernetika

Ing. Jan Petřík

Interakce automobilové sedačky a zátěže

Školitel: doc. Ing. Petr Tůma, CSc.

Datum státní doktorské zkoušky: 29. 5. 2007

Datum odevzdání práce: 14. 11. 2008

© Jan Petřík - 2008

ISBN 978-80-7372-426-9

Obsah

Úvod	5
1. Analýza vstupních mechanických vibrací.....	6
2. Vyšetření vlastností automobilových sedaček.....	9
2.1. Statické a dynamické vlastnosti PU pěn	9
2.2. Dynamické vlastnosti PU pěn	11
3. Simulace automobilových sedaček.....	12
3.1. Reologický model vzorku z PU pěny	12
3.1. FE model vzorku z PU pěny	14
3.4. FE model automobilové sedačky	15
4. Verifikace s testy automobilových sedaček	16
4.1. Analýza testů a verifikace sedaček se zátěží podle normy EHK17	16
4.2. Analýza testů a verifikace sedaček se zátěží hard-dummy	20
Závěr	23
Literatura	25
Annotation.....	27

Úvod

Automobilová sedačka je jednou z nejdůležitějších součástí automobilu ovlivňujících kvalitu sezení. Vzhledem k tomu, že po celou dobu cestování je s ní řidič, případně i spolujezdec, v nepřetržitém kontaktu, je nutné, aby vyhovovala vysokým nárokům na bezpečnost a komfort při jízdě. Posouzením kvality sezení, zejména zdravotního rizika při interakci sedačky a člověka, se intenzivně zabývají výrobci mobilních prostředků. Výsledky výzkumu jsou pak využívány při tvorbě norem, které se stávají závazné pro danou oblast (výrobce). Špatně navržená sedačka dokáže zcela znepříjemnit pocit z jinak vynikajícího vozu. Měla by být navržena tak, aby poskytovala řidiči maximální pohodlí při jízdě a zároveň, aby v dlouhodobém časovém měřítku její tvar a vlastnosti trvale nepoškozovaly lidský organismus. To tedy znamená, že její vlastnosti by měly být z hlediska statického komfortu (rozložení tlaku v kontaktní zóně) a dynamického komfortu (přenosové charakteristiky sedačky) v optimálním kompromisu. Získávání výsledků je velice časově i finančně náročné, protože se jedná o pokusy na lidech. S použitím počítačového modelu lze efektivněji optimalizovat (dosahovat) požadované cílové hodnoty a pokusy na lidech minimalizovat pouze na ověřovací. Rizikové a životu nebezpečné situace nelze reálně vůbec testovat na lidech, proto se používají jejich různé náhrady – figuríny (hard-dummy). Praxe ukazuje, že tyto náhrady více či méně odpovídají skutečnosti, ale nikdy nemohou plně člověka nahradit.

Analýzou mechanických vibrací vstupujících do automobilové sedačky se velmi rozsáhle zabývá Mansfeld [1] i Griffin [2]. V současné době neexistuje norma definující testovací signál pro analýzu přenosových charakteristik automobilových sedaček. Na základě poskytnutého reálného signálu zrychlení na kotvení sedačky (Škoda Auto a.s.) je potřeba definovat laboratorní testovací signály se stejným spektrem frekvencí.

Částečně mechanické vlastnosti PU pěny popsal např. ve své disertační práci Círk [3]. Zabývá se analýzou vzorku z PU pěny pouze při jeho namáhání proti tuhé podložce a v omezeném frekvenčním spektru.

Problematiku testování celých sedaček řeší Siegler [4] ve své disertační práci, ve které se snaží snížit špičky kontaktních tlaků a upravit přenosovou charakteristiku speciální podložkou. Popisuje vlastnosti sedaček z dlouhodobého hlediska při trvalém namáhání.

Modelování sedaček řeší Verver [5]. Ve své disertační práci se zabývá jak statickým, tak dynamickým komfortem. Jeho materiálový FE model slučuje vlastnosti PU pěny, potahové látky a jejího uchycení (ocelové dráty, oka atd.). Pro analýzu dynamického komfortu používá analytické modely lidského těla.

Cílem této práce je vytvoření způsobu virtuálního testování kompletních sedaček včetně zátěže na základě analýzy mechanických vibrací vstupujících do sedaček, analýzy materiálových vlastností jednotlivých komponent (PU pěny, potahové látky, drátěné výztuže atd.) a analýzy vlastností celých sedaček.

Analýzu mechanických vlastností PU pěn je potřeba provést takovým způsobem, aby co nejlépe popsala vlastnosti PU pěny při reálném zatěžování. Je nutné sledovat relaxaci napětí a tečení PU materiálu, aby bylo možné sestavit materiálový model pro statické namáhání konstantní silou (napětím).

Je potřeba vytvořit virtuální model kompletní sedačky (PU pěna, potahový materiál a jeho předeprnutí, drátěné výztuže, atd.).

Při vývoji nových prototypů sedaček či při verifikaci a optimalizaci stávajících sériových sedaček lze využít virtuálního testování. Díky těmto modelům lze nalézt žádané vlastnosti jednotlivých komponent např. pro dosažení H-bodu vůči R-bodu sedačky, rozložení tlaku v kontaktní zóně atd.

Na tento virtuální model sedačky je nutné působit stejnými vibracemi jako při reálném experimentu, a následně provést analýzu např. přenosových charakteristik. Modelové prostředí musí zahrnout dynamické vlastnosti PU pěny.

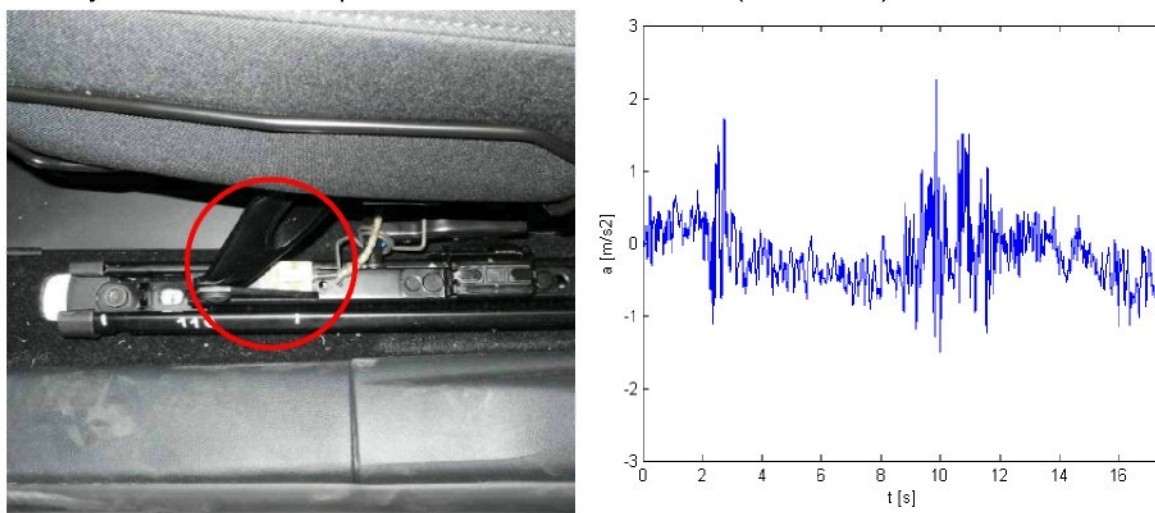
Úkoly, které disertační práce řeší, jsou v souladu s řešením Výzkumného záměru MSM 4674788501 a také s problematikou v rámci spolupráce se Škodou Auto a.s. a Volkswagen AG.

1. Analýza vstupních mechanických vibrací

Cílem této kapitoly bylo definovat vibrace vstupující do kotvení automobilové sedačky z karoserie a definovat testovací signál pro laboratorní testování. Při analýze vibrací automobilových sedaček je použito frekvenční vážení podle normy ISO 2631 [6]. Úroveň vstupních vibrací závisí na typu vozovky, rychlosti vozidla, typu vozidla, naladění podvozku atd. Při generování testovacího signálu je nutné vzít v úvahu omezení možnostmi budiče vibrací (hydraulického válce v HDL). Při testování populačního vzorku jsme omezeni normou ČSN EN ISO 13090-1 [7].

Lidské tělo je nejvíce sensitivní na mechanické vibrace v rozsahu od 1 – 80 Hz, z toho od 1 – 15 Hz velmi významně. V tomto frekvenčním rozsahu se nachází rezonanční kmitočty životně důležitých orgánů.

Společnost Škoda Auto a.s. mi poskytla reálný signál zrychlení měřený na kotvení sedáku automobilu. Z naměřeného průběhu byl zvolen úsek, který odpovídá běžné jízdě bez větších překážek na hrbolaté silnici (obr. 1.1.1).



Obr. 1.1.1: Umístění snímače zrychlení a zvolený úsek signálu

Výkonová spektrální hustota signálu charakterizuje rozdělení výkonu signálu v závislosti na kmitočtu. Je definován odhad výkonové spektrální hustoty, který lze určit pomocí rychlé Fourierovy transformace

$$P_{xx} = \frac{|FFT(x, N_s)|^2}{N} \quad (1.1.1)$$

Odhad P_{xx} se nazývá **periodogram**, kde x je analyzovaný signál, N_s je počet bodů rychlé Fourierovy transformace (dále již FFT), N je počet vzorků signálu x . Je-li signál x příliš dlouhý (velký počet vzorků N), dochází k rozptýlení (disperzi) frekvenčního spektra. Aby nedocházelo k rozptylu frekvenčního spektra, je potřeba signál rozdělit do menších segmentů. Zmenšení rozptylu je přímo úměrné počtu segmentů.

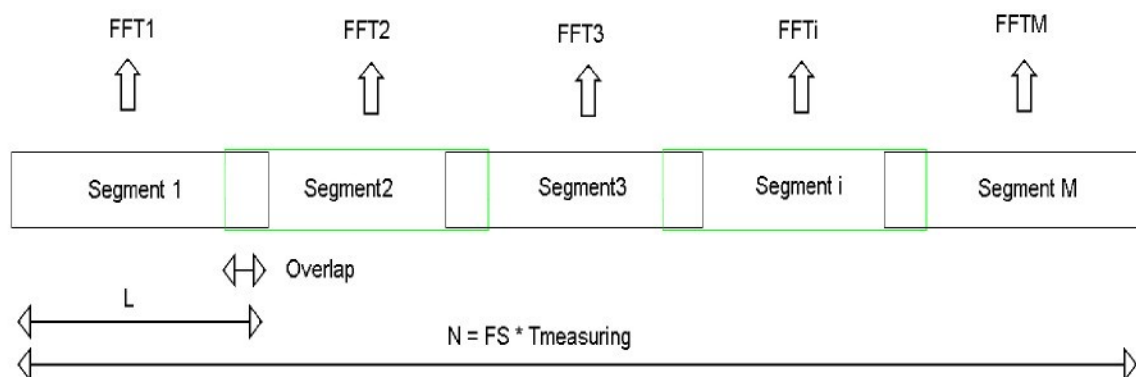
$$P_{xx} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \frac{|FFT_i(x_i, N_{s_i})|^2}{L} \quad (1.1.2)$$

V rovnici (1.1.2) je x_i jeden i -tý segment analyzovaného signálu, N_{s_i} je počet bodů FFT i -tého signálu, L je počet vzorků signálu x_i a M je počet segmentů.

Lze použít **modifikovaný periodogram**, kde se na jednotlivé segmenty aplikuje vhodné okénko. To redukuje statistickou závislost segmentů působenou překrytím, protože okna klesají spojitě k nule na obou koncích. Jiné než obdélníkové okno zmenšuje vliv postranních laloků, ale zvětšuje šířku špiček ve spektru. Při použití Hammingova okénka se disperze podstatně snižuje při použití překrytí 75 %.

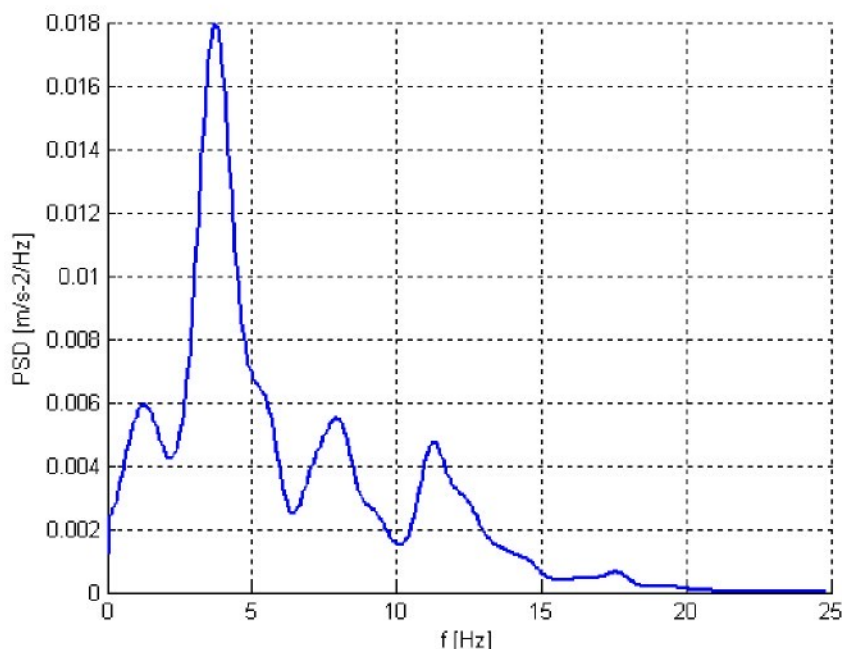
Metodika výpočtu spektrální hustoty rozdělením do jednotlivých segmentů s použitím okénka s překrytím se nazývá **Welchova metoda** (rovnice 1.1.3). Schéma výpočtu se nachází na obr. 1.1.2.

$$P_{xx} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \frac{|w(N_{s_i}) * FFT_i(x_i, N_{s_i})|^2}{L} \quad (1.1.3)$$



Obr. 1.1.2: Schéma výpočtu Welchova metody

Odhad spektrální výkonové hustoty pro celý vybraný úsek signálu je zobrazen na následujícím obr. 1.1.3. Frekvenční analýza reálného signálu definuje průběh spektrální hustoty mechanických vibrací vstupujících do sedačky ve frekvenčním rozsahu od 1 – 15 Hz.



Obr. 1.1.3: Spektrální výkonová hustota reálného signálu

Na základě znalosti frekvenční analýzy reálného signálu byly vygenerovány tři typy testovacích signálů.

Stacionární periodický signál

Pro jednodušší a rychlejší průběh experimentu byl vygenerován signál obsahující dané frekvenční spektrum (1 – 15 Hz; maximální zrychlení 0.1 g podle normy ČSN EN ISO 13090-1 [7]) s dostatečným počtem period s konstantní frekvencí a amplitudou. Tento signál se zdá být vhodnější než spojitě laditelný signál. PU materiál díky své visko-elasticitě vykazuje fázové zpoždění a použitím spojitě laděného signálu by mohlo dojít ke ztrátě některých důležitých informací.

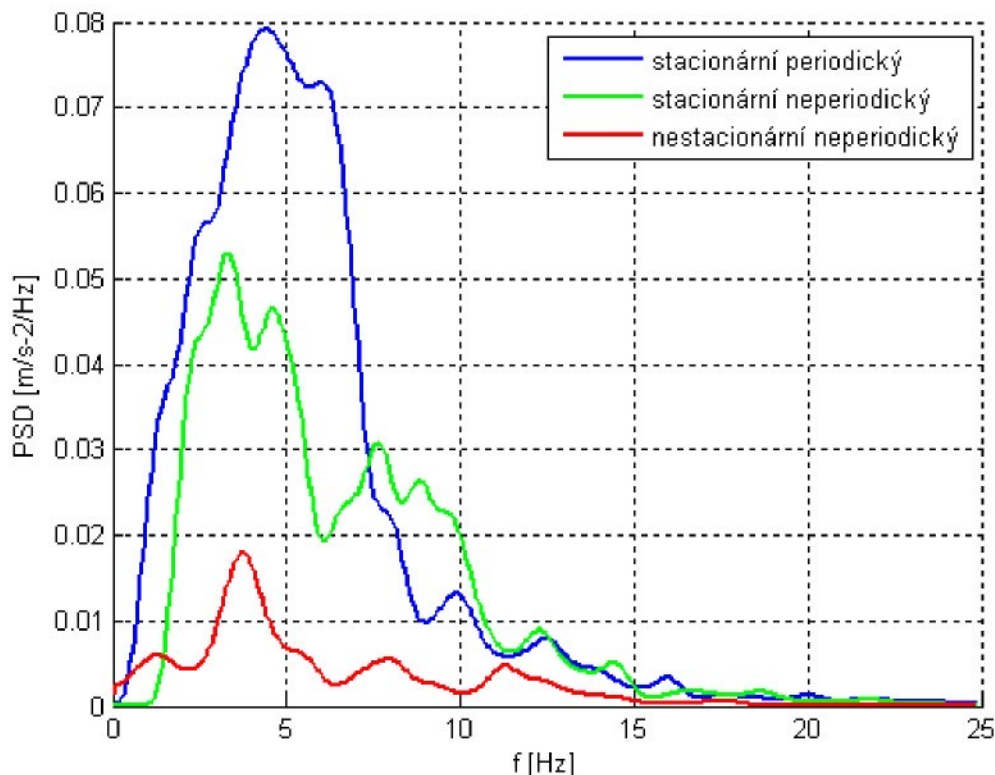
Stacionární neperiodický signál

Byl vygenerován pseudonáhodný signál s frekvenčním pásmem 2 - 15 Hz s frekvenčním krokem 0.2 Hz.

Nestacionární neperiodický signál

Tento signál vychází z reálného signálu, který poskytla Škoda Auto a.s. Signál zrychlení bylo potřeba dvakrát integrovat na průběh zdvihu. Dvojitá integrace ovlivnila signál pouze na nízkých frekvencích, které nejsou pro analýzu vlivu vibrací významné.

Pro analýzu přenosových charakteristik jsou použity tři typy signálů – stacionární periodický (generovaný) a nestacionární periodický signál (generovaný) a nestacionární neperiodický signál (reálný). Na základě znalosti spektra reálného signálu zrychlení byly generovány dva typy signálů, které je možno použít i pro testování s lidskou zátěží. Odhad spektrální výkonové hustoty pro všechny tři typy signálů je zobrazen na obr. 1.1.4.



Obr. 1.1.4: Odhad spektrální výkonové hustoty pro všechny tři typy signálů

2. Vyšetření vlastností automobilových sedaček

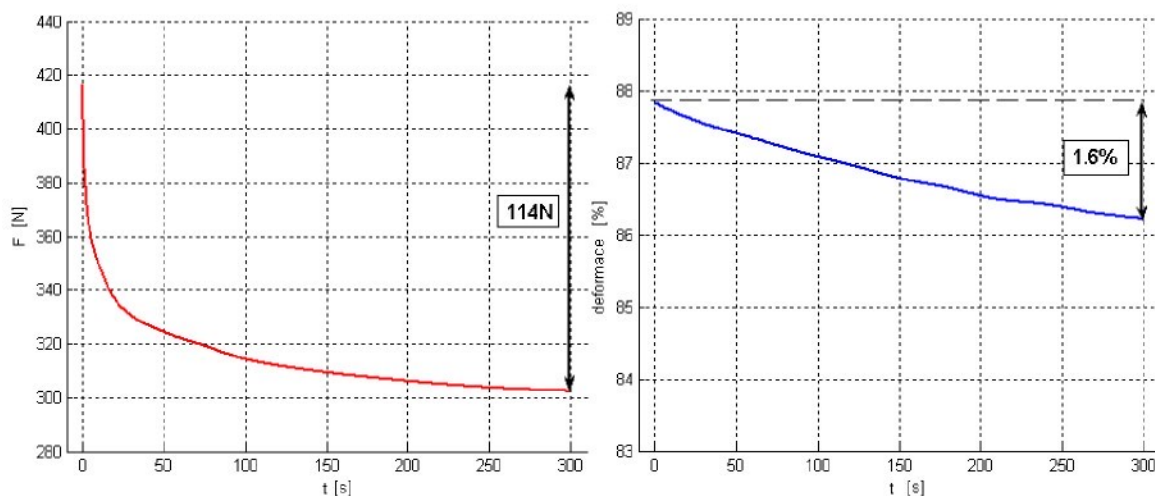
Tato kapitola popisuje analýzu sedaček z hlediska jejich statických a dynamických charakteristik při různých typech zátěže a obsahuje metodiku měření.

2.1. Statické a dynamické vlastnosti PU pěn

Díky viskóznímu chování dochází ke dvěma významným dějům při dlouhodobém zatěžování PU pěn:

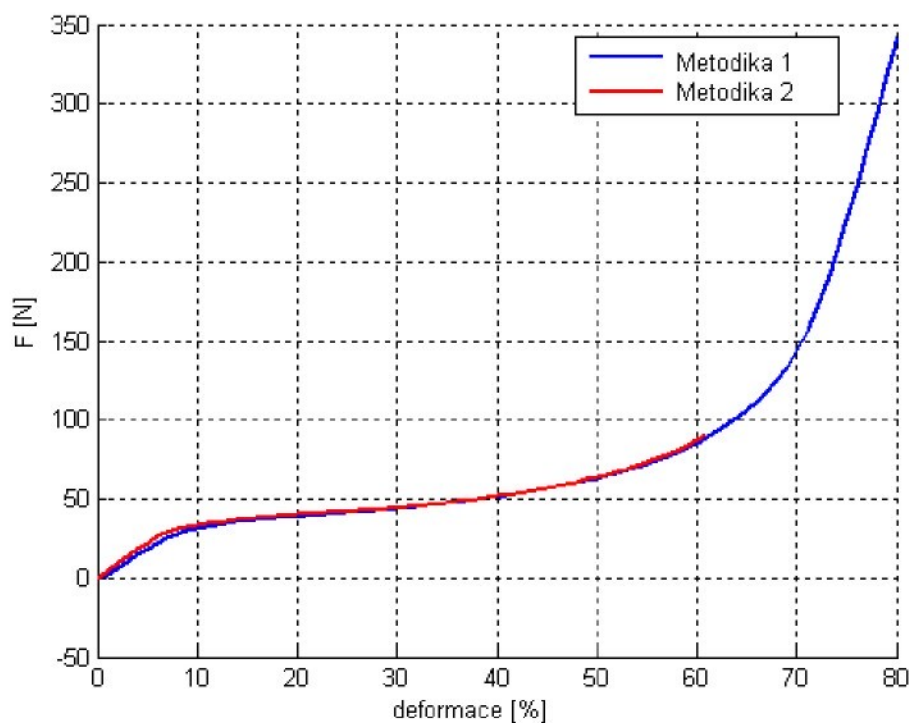
1. Je-li pěna trvale zatěžována konstantní deformací, pak v ní časem dochází k poklesu napětí. Tento jev je označován jako **relaxace napětí** (Metodika 1).
2. Je-li pěna trvale zatěžována konstantním napětím, dochází k rovnoměrnému zvyšování deformace s časem. Časovou deformaci při konstantní hodnotě napětí nazýváme **tečením** (Metodika 2).

Vzorek PU pěny byl umístěn mezi dvě ocelové desky, byl zatěžován konstantní deformací, při které docházelo k relaxaci napětí. Pokles napětí (síly) je výrazný v prvních sekundách po dosažení žádané deformace. Pro analýzu tečení PU materiálu byl použit stejný vzorek, ale byl zatěžován konstantní silou (napětím). Tečení PU materiálu nevykazuje tak výrazný pokles deformace, řádově několik procent (obr. 2.1.1).



Obr. 2.1.1: Relaxace napětí a tečení materiálu

Z hlediska komfortu sezení, kdy lidské tělo zatěžuje automobilovou sedačku řádově desítky minut až hodin, se zdají být počáteční špičky napětí a deformace zcela nevýznamné. Byly vypracovány metodiky pro určení statických charakteristik po relaxaci napětí a tečení PU materiálu. Porovnání výsledků statické analýzy je zobrazeno na obr. 2.1.2.

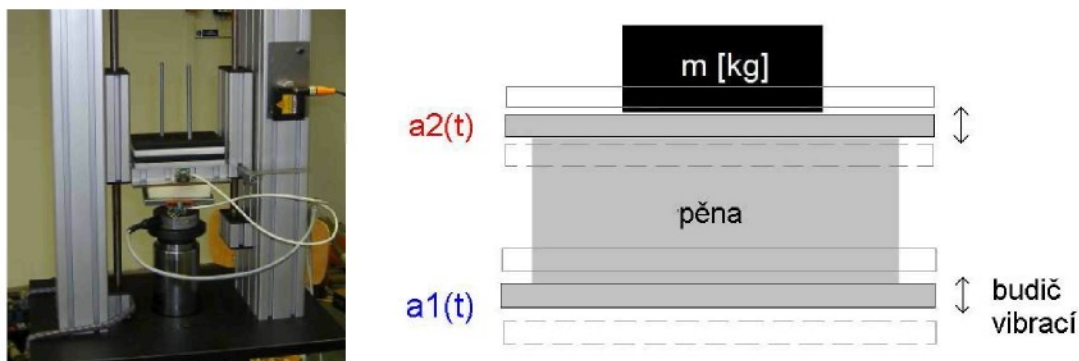


Obr. 2.1.2: Statické charakteristiky po relaxaci napětí a tečení PU materiálu

Pro získání informací v oblasti s deformacemi vyššími než 60 % se jeví vhodnější první metodika – použití konstantní deformace.

2.2. Dynamické vlastnosti PU pěn

Tento experiment by měl simulovat hmotu zatěžující vzorek PU pěny podobně jako ve skutečnosti zatěžuje sedák lidské tělo. Vzorek PU pěny je umístěn na ocelovou desku pevně spjatou s hydraulickým válcem. Vrchní ocelová deska je spojena s pojezdy, na které jsou umístěna závaží (obr. 2.2.1).



Obr. 2.2.1: Popis experimentu

Pro zjištění přenosové charakteristiky jsou umístěny snímače zrychlení na obou ocelových deskách, mezi kterými je umístěn vzorek PU pěny. Zrychlení vstupních vibrací je značeno jako $\mathbf{a}_1(\mathbf{t})$ a zrychlení na horní ocelové desce je značeno $\mathbf{a}_2(\mathbf{t})$. Amplitudová přenosová charakteristika je definována jako

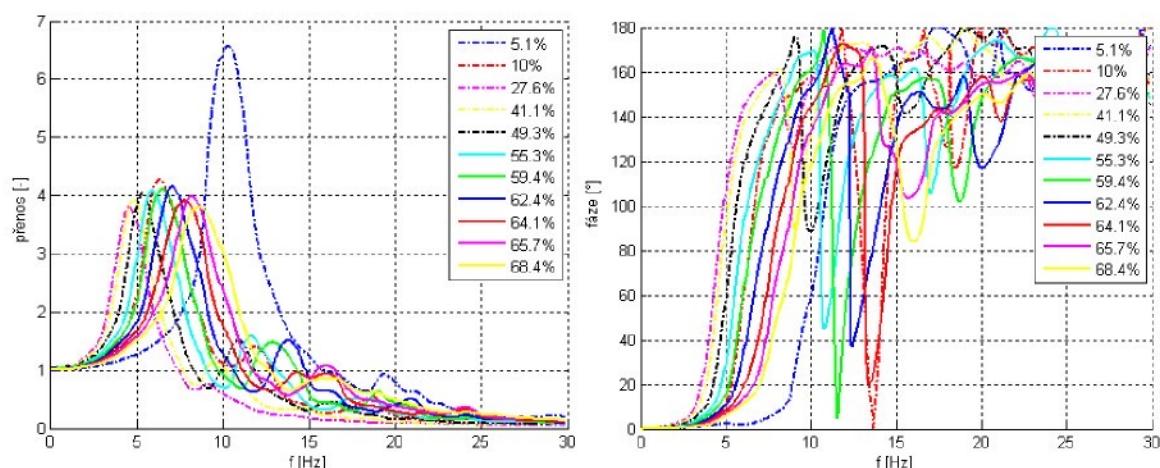
$$H(f) = \sqrt{\frac{P_{yy}(f)}{P_{xx}(f)}}, \quad (2.2.1)$$

kde $\mathbf{P}_{xx}$ je odhad výkonové spektrální hustoty signálu $\mathbf{a}_1(\mathbf{t})$, $\mathbf{P}_{yy}$ je odhad výkonové spektrální hustoty signálu $\mathbf{a}_2(\mathbf{t})$ a $\mathbf{H}(\mathbf{f})$ je amplitudová přenosová charakteristika.

Fázovou frekvenční charakteristiku lze určit pomocí vzájemné spektrální výkonové hustoty

$$P_{XY}(\omega) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} R_{XY}(m) e^{-j\omega m} \quad (2.2.2)$$

Kde $\mathbf{P}_{xy}$ je vzájemná výkonová spektrální hustota (CPSD).



Obr. 2.2.2: Přenosové charakteristiky vzorku z PU pěny

Hmotnost závaží s pojezdovou deskou [kg]										
2.35	3.35	4.35	5.35	6.35	7.35	8.35	9.35	10.35	11.35	12.35
Deformace [%]										
5.11	10.03	27.65	41.12	49.34	55.32	59.4	62.38	64.09	65.73	68.36

Tab. 2.2.1: Hmotnosti závaží a deformace

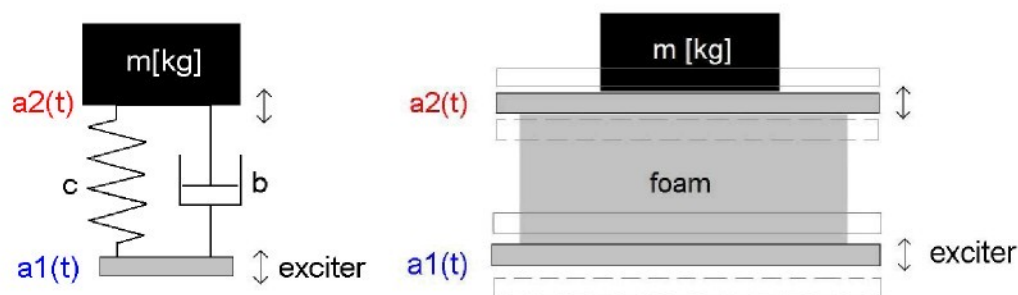
Z analýzy amplitudových a fázových charakteristik pro různé hmotnosti závaží podle tab. 2.2.1 vyplývá, že vlastní (rezonanční) frekvence je závislá na velikosti konstantního napětí (deformace) v rovnovážné poloze. Vlastní frekvence pro deformace od 0 do 70 % se pohybují v rozmezí 4 - 12 Hz. V tomto frekvenčním pásmu je lidské tělo velmi sensitivní na vibrace ve vertikálním směru. Zde se jedná o zatěžování vzorku o velikosti 100 x 100 x 50 mm s konstantním rozložením (distribucí) napětí (tlaku) v ploše. Lze předpokládat, že vlastní frekvence zátěže na sedačce bude záviset na hmotnosti zátěže (deformaci PU sedáku). Tvar sedáku, přesněji jeho výška, hraje důležitou roli při návrhu nových sedaček i z hlediska dynamického chování.

3. Simulace automobilových sedaček

3.1. Reologický model vzorku z PU pěny

Jelikož PU materiál vykazuje visko-elastické chování, je třeba vhodným způsobem popsat a modelovat toto chování. Vzhledem k tomu, že nalezení nějakého obecného (a současně prakticky využitelného řešení) je nemožné, lze sestavit model pro specifické počáteční a okrajové podmínky. **Reologie** je vědní obor zabývající se studiem deformace hmoty a nalezením vztahů mezi napětím, deformací a rychlostí deformace pro různé druhy materiálů.

Pro analýzu dynamického chování PU pěny při zatěžování konstantním napětím (silou) a popsání elastických i viskózních vlastností je vhodné použít Kelvinův reologický model (obr. 3.1.1). Tento model nevykazuje okamžitou deformaci ani neomezené tečení. Ze znalosti přenosových charakteristik lze identifikovat elastické a viskózní koeficienty modelu. Pro buzení tohoto modelu je použit shodný signál jako pro reálný experiment. Z toho důvodu, že se hydraulický válec chová jako dynamický systém zkreslující žádaný vstupní signál, byl při reálném experimentu zaznamenáván skutečný pohyb hydrodynamického válce a tento signál byl použit v modelovém prostředí.



Obr. 3.1.1: Popis modelu

Elastické hookovské vlastnosti modelu představuje pružina o tuhosti **c** a viskózní newtonskou látku nahrazuje tlumič o koeficientu tlumení **b**. Lze předpokládat, že tuhostní a tlumicí koeficienty budou závislé na rychlosti deformace a hmotnosti zátěže, potažmo na deformaci způsobenou působením konstantního napětí hmotnosti **m**.

Kelvinův reologický model vychází z rovnice rovnováhy

$$m\ddot{z}(t) = -c * z(t) - b * \dot{z}(t). \quad (3.1.1)$$

Užitím Laplaceovy transformace je výsledný přenos

$$H(s) = \frac{1}{ms^2 + bs + c}. \quad (3.1.2)$$

Je definován poměrný koeficient tlumení

$$D = \frac{b}{2m\Omega} = \frac{b}{2\sqrt{cm}}, \quad (3.1.3)$$

kde Ω představuje vlastní frekvenci systému

$$\Omega \doteq \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (3.1.4)$$

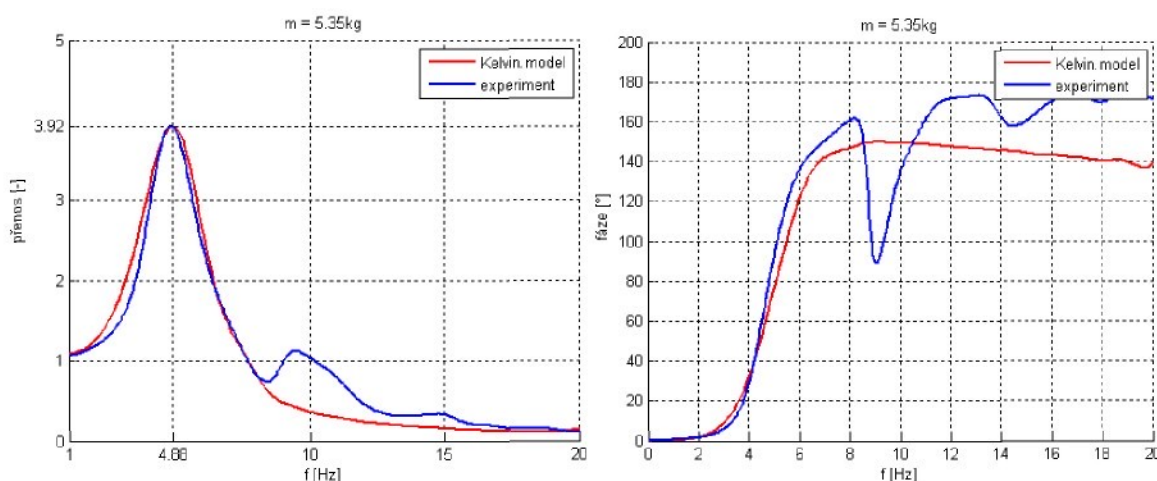
Pro slabě tlumenou soustavu lze odvodit vlastní frekvenci z charakteristické rovnice

$$\lambda^2 + 2D\Omega\lambda + \Omega^2 = 0 \Rightarrow \lambda_{1,2} = -D\Omega \pm \Omega\sqrt{D^2 - 1}, \quad (3.1.5)$$

odtud

$$\Omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{4cm}} = \sqrt{\frac{1}{m} \left(c - \frac{b^2}{4m} \right)}. \quad (3.1.6)$$

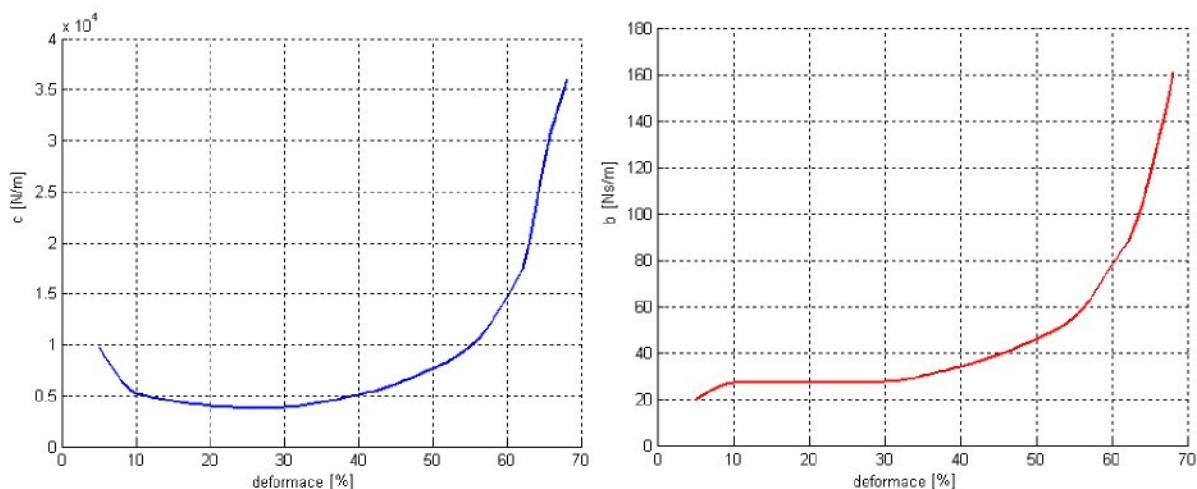
Toto je výsledná rovnice pro výpočet vlastní frekvence slabě tlumené soustavy. Při znalosti vlastní frekvence Ω a hmotnosti závaží **m** lze získat odhad koeficientu tuhosti **c** ze vztahu (3.1.4).



Obr. 3.1.2: Porovnání simulovaných přenosových charakteristik s reálným experimentem

Výsledky koeficientů tuhosti **c** a tlumení **b** v závislosti na deformaci vzorku jsou zobrazeny na následujícím obrázku (obr. 3.1.3).

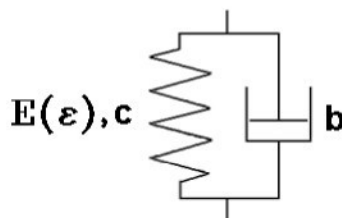
Určení tuhostního a tlumicího koeficientu bylo provedeno pro všechna závaží a vynesena do grafů zobrazujících jejich průběhy v závislosti na deformaci (obr. 3.1.3).



Obr. 3.1.3: Průběh tuhostního a tlumícího koeficientu na deformaci

3.1. FE model vzorku z PU pěny

FE model vzorku z PU pěny byl vytvořen v prostředí PAM COMFORT. Materiálový model vychází také z Kelvinova reologického modelu a je úzce specifikován k potřebě modelování automobilových sedaček.



Obr. 3.1.4: Materiálový model

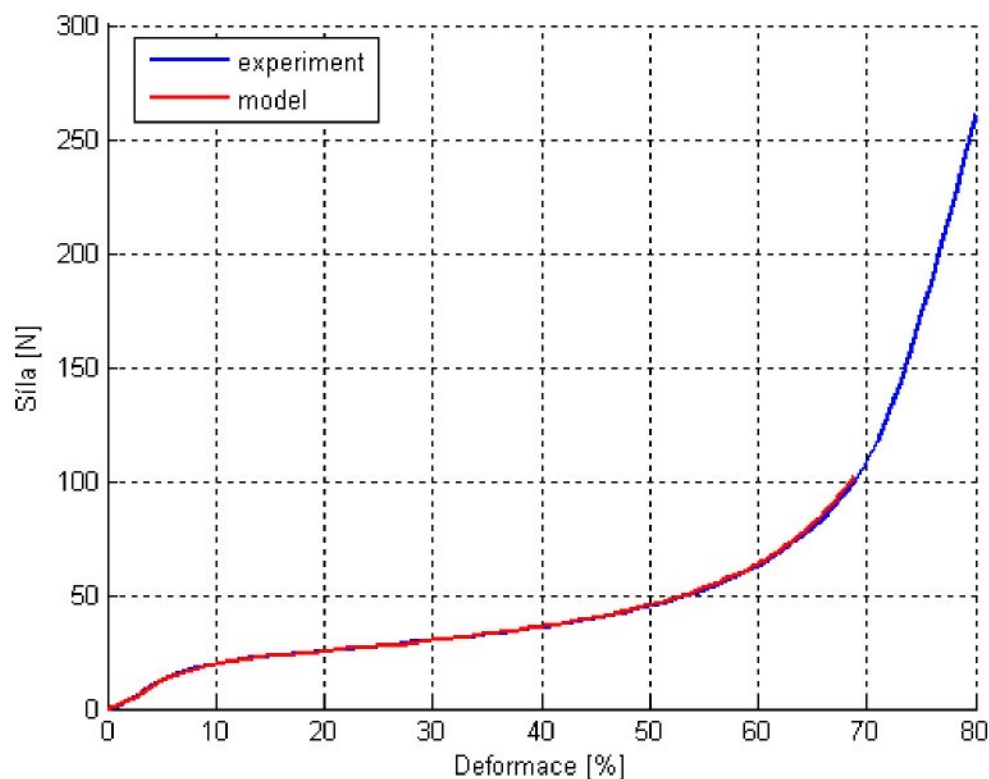
Materiálový model je rozdělen podle dvou typů simulací:

- **Statika** - dosažení rovnovážné polohy pomocí statické charakteristiky ($E(\epsilon)$)
 - lze modelovat dosažení H-bodu
 - lze modelovat rozložení tlaku v kontaktní zóně
- **Dynamika** - modelování přenosových charakteristik
 - použití **Kelvinova modelu** – závislost tuhostního a tlumícího koeficientu ($c(\epsilon)$ a $b(\epsilon)$) na míře deformace PU pěny (obr. 3.1.3)

Sestavený model lze použít jak pro statické tak pro dynamické simulace. Po dosažení rovnovážné polohy zátěže lze přepnout do dynamického materiálového modelu s nelineárními průběhy tuhostního a tlumícího koeficientu na deformaci.

Model pro simulaci zatížení vzorku z PU pěny má stejné parametry jako při reálném experimentu (rozměry 100 x 100 x 50 mm). Je zatěžován hmotností podle tabulky 2.2.1.

Výsledky simulace jsou na obr. 3.1.5.



Obr. 3.1.5: Porovnání simulace a experimentu zatěžování vzorku z PU pěny

3.4. FE model automobilové sedačky

CAD data poskytla společnost Škoda Auto a.s. Tato data byla velmi podrobná a v prostředí HYPERMESH (speciální software pro tvorbu FE sítí společnosti HYPERWORKS) byla zjednodušena a pokryta sítí konečných prvků. Tento model lze použít pro simulaci dosažení H-bodu (osa rotace kyčelního kloubu), pro rozložení tlaku v kontaktní zóně a pro simulaci přenosových charakteristik.

Každý potah na automobilové sedačce je při sestavení sedačky předepnutý, aby nevznikaly jeho deformace při dlouhodobém zatěžování. Potah působí i na PU pěnu a dráty, které mají funkci uchycení potahu k PU pění. Systém PAM COMFORT umožňuje simulovat toto předepnutí při sestavení kompletní automobilové sedačky.

Sestavený model sedačky (obr. 3.1.6) obsahuje:

- Kompletní rám sedačky
- Díly z PU pěny
- Spojovací systém potahu k sedáku a drátěnou mřížku na opěráku upevněnou pružinami
- Předepnutý potahový materiál a stlačené díly z PU pěny v rovnovážné poloze
- Statické materiálové charakteristiky použitých materiálů



Obr. 3.1.6: FE model automobilové sedačky

4. Verifikace s testy automobilových sedaček

4.1. Analýza testů a verifikace sedaček se zátěží podle normy EHK17

Postup stanovení H-bodu pro místa k sezení v motorových vozidlech popisuje norma EHK17 [15].

H-bod

H-bod znamená střed otáčení trupu a stehna zařízení 3DH (HPM1 - označení v PAM COMFORT) umístěného na sedadle vozidla.

R-bod

R bod (vztažný bod místa sedění) znamená konstrukční bod definovaný výrobcem vozidla pro každé místo k sezení a stanovený ve vztahu k trojrozměrnému vztažnému systému.

Skutečný úhel trupu

Skutečný úhel trupu znamená úhel, který svírá svislice procházející H-bodem s čarou trupu, změřený pomocí úhломěrné stupnice sklonu zad na zařízení 3DH. Skutečný úhel trupu teoreticky odpovídá konstrukčnímu úhlu trupu (dovolené odchylky viz [15]).

Vzájemná poloha R-bodu a H-bodu a vztah mezi konstrukčním úhlem trupu se považují pro dotyčné místo k sedění za uspokojivé, jestliže H-bod určený svými souřadnicemi se nachází uvnitř čtverce s vodorovnými a svislými hranami délky

50 mm, jehož úhlopříčky se potínají v R-bodu, a jestliže se skutečný úhel trupu liší od konstrukčního úhlu trupu nejvýše o 5°.

Skutečný úhel trupu je stanoven na 25°.

Pro dosažení shodných podmínek v reálném a simulačním prostředí je třeba dodržet počáteční a okrajové podmínky:

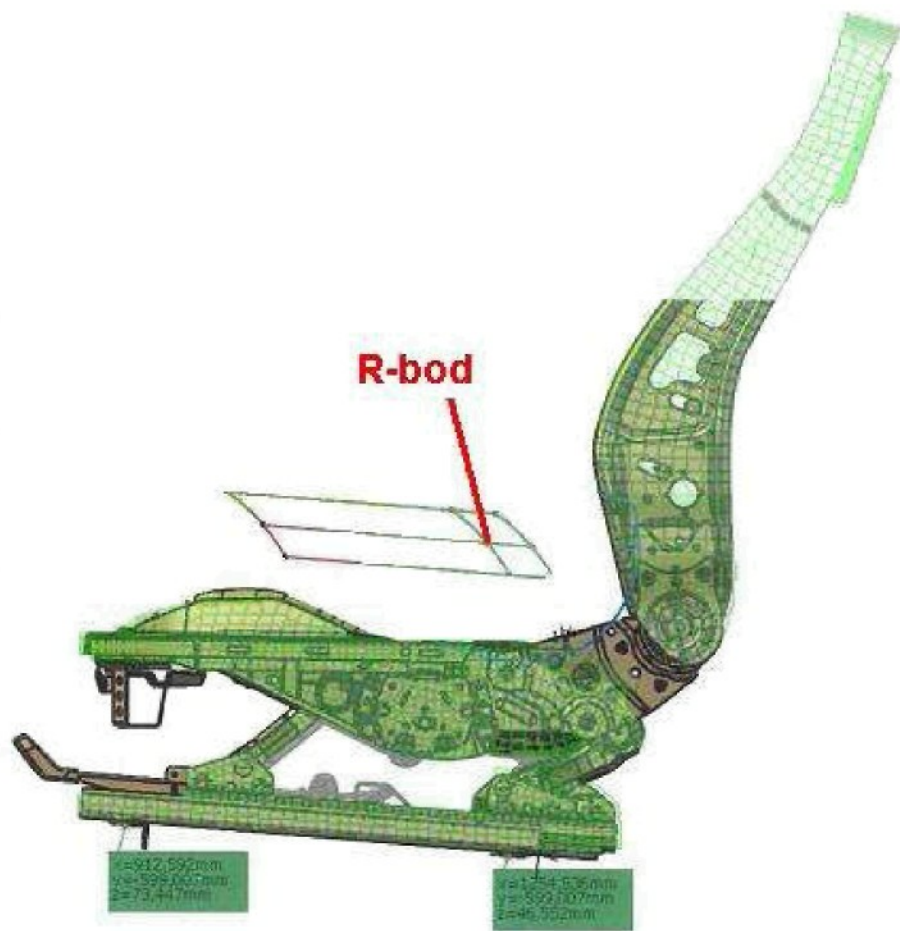
- Poloha sedačky v definovaném R-bodu (obr. 4.1.1)
- Poloha kloubu mezi chodidlem a bérce
- Úhel trupu

Poloha sedačky byla při reálném experimentu odměřena pomocí dvou bodů na pojezdech a R-bodu sedačky. Poloha zařízení 3DH je dána polohou paty a úhlu mezi chodidlem a bérce. Na obr. 4.1.1. je zobrazena poloha sedačky v daném R-bodu.

Rozměry a hmotnost zařízení 3DH (reálný experiment) a dummy HPM1 (simulace) je shodná. Metodika uvolňování závaží je shodná.

Dosažení rovnovážné polohy na sedačce využívá v prostředí PAM COMFORT statické charakteristiky PU materiálu.

Následující obrázek zachycuje polohu sedáku ze vstupních dat z prostředí CATIA a zároveň FE model sedačky. Diagram nad sedákem definuje pozici R-bodu sedačky, která je v tomto případě výškově stavitelná. Sedačka je nastavena do správného R-bodu, obrysy vstupní geometrie a FE modelu se překrývají (obr. 4.1.1).



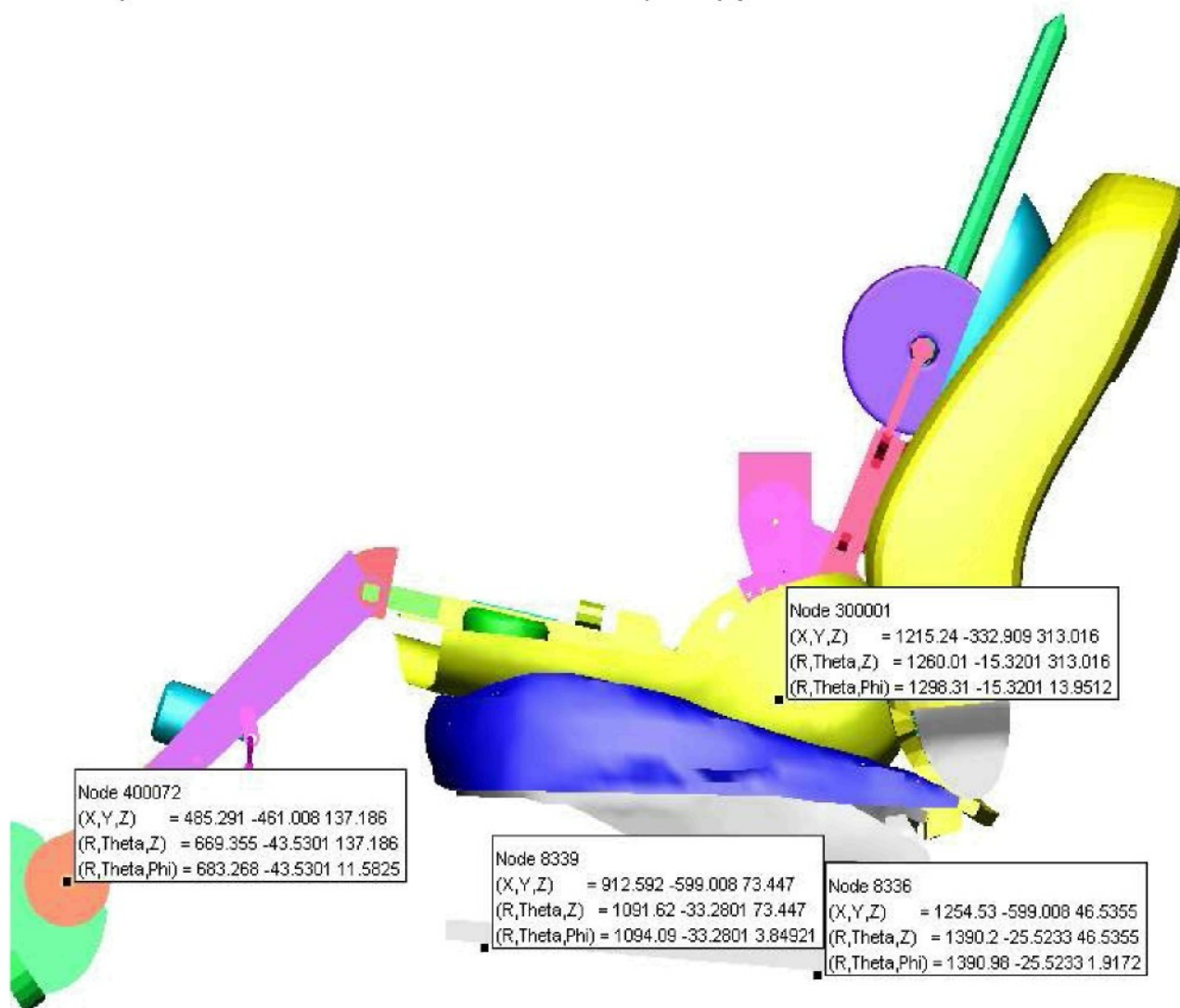
Obr. 4.1.1: Poloha R-bodu sedačky v modelu a ve vstupních datech (CATIA)

Poloha sedačky je tedy dána polohou pojezdových lyžin a R-bodu.

Poloha zařízení 3DH (HPM1) je dána změřeným bodem odpovídajícím kloubu mezi chodidlem a bérce (obr. 4.1.2).

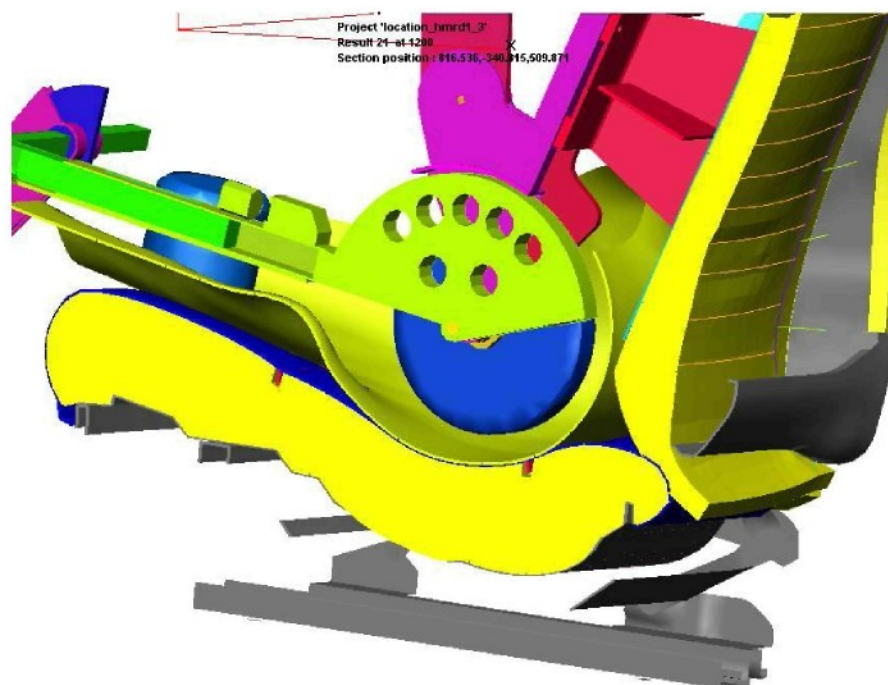
Na zařízení 3DH (HPM1) jsou v průběhu simulace přidávána závaží stanovená normou EHK 17 [15] a je zaznamenávána poloha H-bodu.

Výsledek simulace dosažení rovnovážné polohy je na obr. 4.1.2.

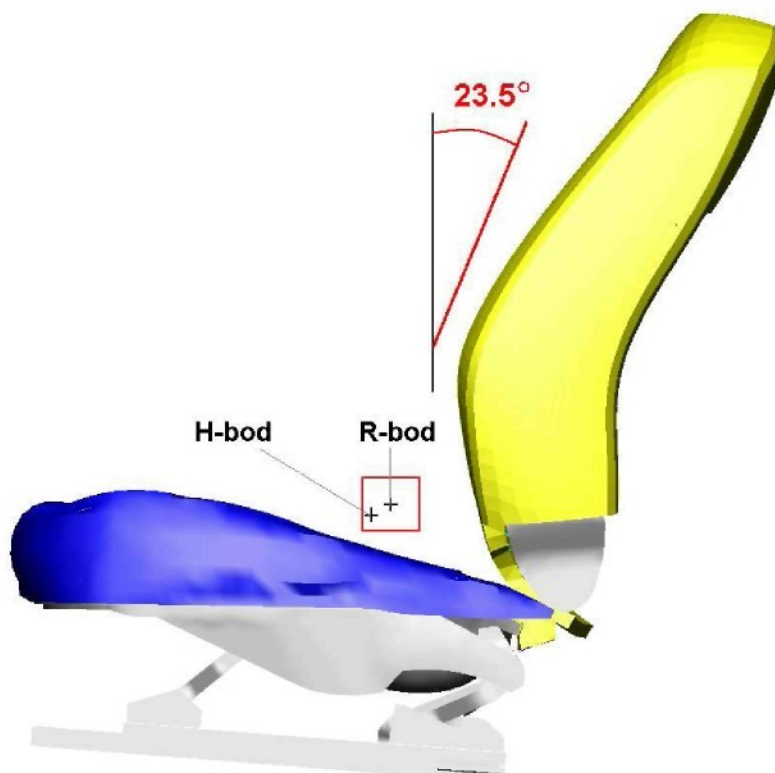


Obr. 4.1.2: Rovnovážná poloha zátěže 3DH(HPM1) na sedačce

Na následujícím obr. 4.1.3 je znázorněna rovnovážná poloha v řezu, kde je patrné, že model automobilové sedačky obsahuje všechny prvky významně ovlivňující polohu H-bodu.



Obr. 4.1.3: Řez sedačky při dosažení rovnovážné polohy



Obr. 4.1.4: Výsledná poloha H-bodu HPM1 vůči R-bodu sedačky

Výsledná poloha H-bodu je [1215.24; -332.909; 313.016]. Pozice R-bodu jsou [1235; -333; 324]. Povolena tolerance podle normy EHK 17 [15] je vyznačena červeným čtvercem okolo R-bodu sedačky (obr. 4.1.4). Výsledná poloha H-bodu HPM1 je vůči R-bodu sedačky uspokojivá.

4.2. Analýza testů a verifikace sedaček se zátěží hard-dummy

Profil (geometrie, tvar) tuhé figuríny hard-dummy se přibližuje tvaru lidského těla. Pomocí virtual hard-dummy se provádí analýza statických a dynamických (přenosových) charakteristik sedaček a analýza rozložení tlaku v kontaktní zóně.

Rozložení tlaku v kontaktní zóně

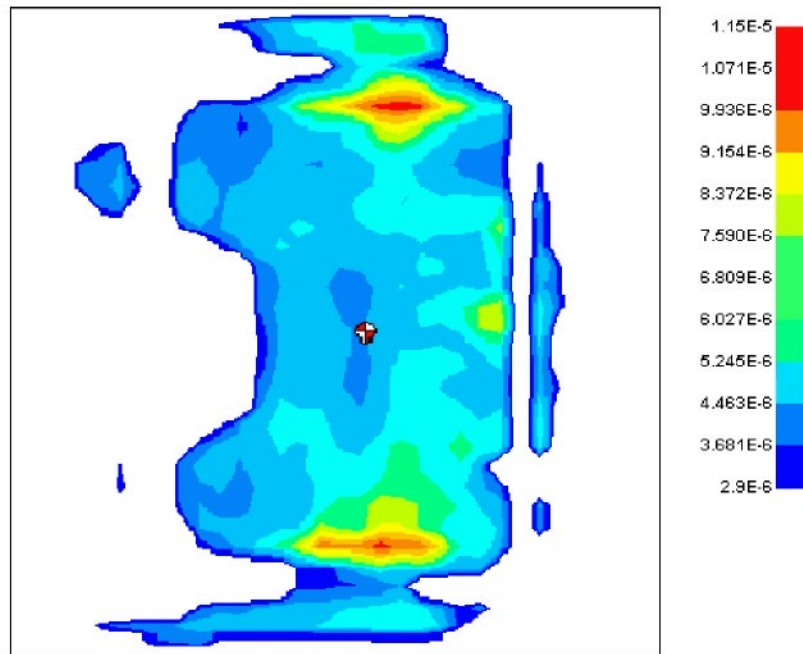
Lidské tělo zatěžuje automobilový sedák velmi nerovnoměrně a v některých místech dochází k velkým lokálním rozdílům v kontaktních tlacích.

Pro analýzu rozložení tlaku je používán XSENSOR X3 PX100:48.48.02. Tento senzor má aktivní plochu 601 x 601 mm a maximální zatížitelnost až 2.61 N/cm².

Tuhá figurína zatěžuje sedačku hmotností 55 kg (obr. 4.1.5). Kvůli vlivu tečení materiálu je provedena analýza po 10 minutách. Mapa rozložení tlaku v kontaktní zóně je na obr. 4.1.6. Špičky tlaku v kontaktní zóně vznikají v místě uchycení potahu k pěně. V tomto místě se nachází dráty, přičemž jeden drát je pevně spojen s potahovou látkou a druhý je zapněn do sedáku. Jejich spojení zajišťují ocelové kroužky.



Obr. 4.1.5: Hard-dummy v rovnovážné poloze na sedačce (reálný experiment)

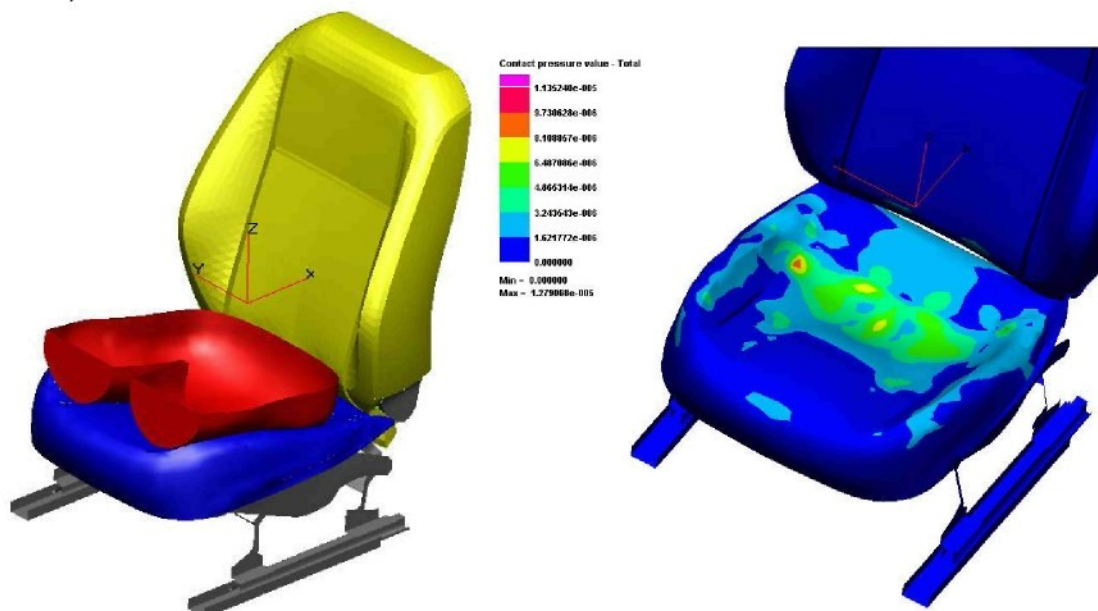


Obr. 4.1.6: Rozložení tlaku v kontaktní zóně při reálném experimentu

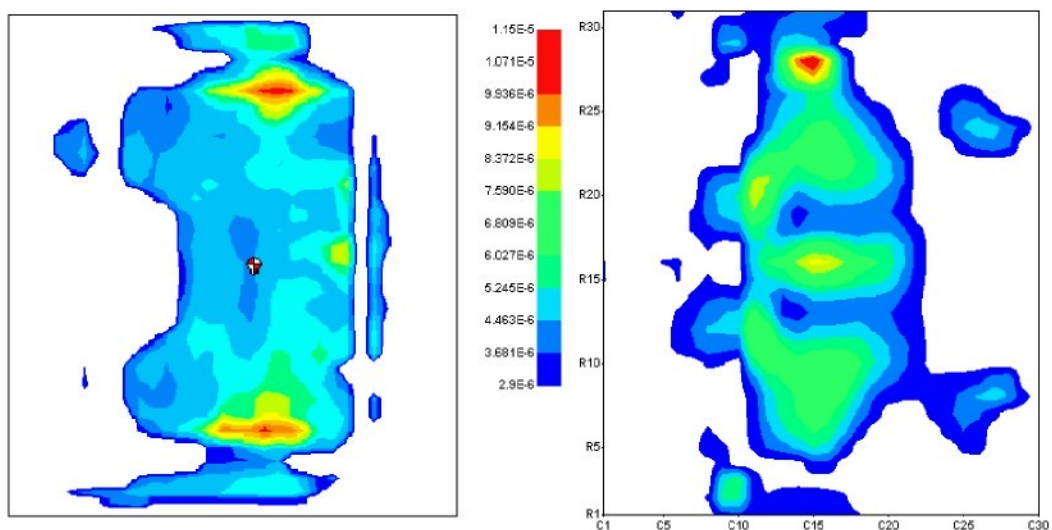
Simulace

Při simulaci rozložení tlaku v kontaktní zóně byl použit již připravený model automobilové sedačky s předpětím potahu. Materiálový model je stejný jako u simulace dosažení H-bodu. Jako zátěž je použita tuhá figurína virtual hard-dummy (obr. 4.1.7).

Na tuto figurínu jsou přidána závaží a celková hmotnost činí 55 kg. V prostředí PAM COMFORT lze zobrazit rozložení kontaktního tlaku přímo v kontaktní zóně či provést simulaci vloženého snímače rozložení tlaku a zobrazit analyzovaná data v rovině stejným způsobem jako při použití reálného senzoru XSENSOR X3 (obr. 4.1.7).



Obr. 4.1.7: Virtuální hard-dummy v rovnovážné poloze na sedačce (virtuální experiment)



Obr. 4.1.8: Porovnání rozložení tlaku v kontaktní zóně při reálném a virtuálním experimentu

Tlakové špičky se nacházejí na stejném místě. Maximální hodnota kontaktního tlaku při reálném experimentu je 1.2 Ncm^{-2} a z virtuálního experimentu činí 1.1 Ncm^{-2} (obr. 4.1.8).

Závěr

Cílem disertační práce bylo navrhnout vhodný způsob vytvoření interaktivního modelu automobilové sedačky a zátěže, umožňující virtuální testování. Model sedačky obsahuje materiálový model PU pěny, předepnutou potahovou látku s jejím uchycením a drátěné výztuže.

Na základě analýzy reálných mechanických vibrací vstupujících do automobilové sedačky byly vygenerovány testovací signály. Tyto testovací signály simulují stejné dynamické namáhání sedaček jako při běžném provozu.

Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny byly zjišťovány testováním jednotlivých vzorků. Z analýzy statických charakteristik byly zjištěny tyto závěry:

- PU pěna vykazuje relaxaci napětí a tečení materiálu
- zatěžování konstantní deformací a konstantní silou (napětím) vykazuje shodné průběhy – lze určit statickou charakteristiku PU pěny oběma způsoby

Z analýzy dynamických charakteristik vzorků z PU pěny lze formulovat tyto závislosti:

- závislost napětí na deformaci je výrazně nelineární
- přenosové charakteristiky závisí na velikosti zátěže (deformaci) a testovacím signálu

Po vyhodnocení reálných statických a dynamických testů celého sedáku je možné formulovat následující závěry:

- polštář sedáku má stejné vlastnosti jako vzorek z PU pěny
- látkový potah významně ovlivňuje celkové vlastnosti automobilové sedačky

Pro popis dynamických vlastností PU materiálu byl vytvořen Kelvinův reologický model. Pro získání informací o tuhostních a tlumících vlastnostech vzorku z PU pěny byla provedena simulace přenosových charakteristik. Z analýzy simulací vyplynulo:

- tuhostní a tlumící koeficienty Kelvinova modelu jsou závislé na velikosti zátěže (deformaci)
- se vzrůstajícím zatížením (deformací) vykazuje tuhostní a tlumící koeficient Kelvinova reologického modelu nelineární průběh

Následně byly vlastnosti PU pěny verifikovány v modelovém prostředí. Ověření správnosti postupu určení materiálových parametrů PU pěn a zvoleného způsobu vytvoření virtuálního obrazu (modelu) bylo provedeno simulací materiálových testů. Byly simulovány reálné zatěžovací zkoušky vzorků polyuretanové pěny. Lze formulovat následující závěry:

- simulace materiálových testů prokázala dosažení dobré shody se skutečností

Virtuální model celé automobilové sedačky byl vytvořen na základě přesných geometrických (tvarových) parametrů. Postup stanovení H-bodu pro místa k sezení bylo provedeno podle normy EHK17. Vzájemná poloha R-bodu sedačky a výsledná poloha H-bodu je uspokojivá.

Byla vytvořena reálná a virtuální tuhá figurína pro laboratorní a virtuální testování (hard-dummy a virtual hard-dummy). Pomocí této figuríny bylo verifikováno rozložení tlaku v kontaktní zóně. Špičky kontaktních tlaků se objevily při reálném a virtuálním experimentu na shodných místech. Jejich maximální hodnoty vykazují při porovnání odchylku menší než 10%.

Dynamické vlastnosti PU pěny lze také implementovat do stávajícího virtuálního modelu a lze provést dynamickou simulaci pro analýzu přenosových charakteristik. Tato simulace je již mimo rámec mé disertační práce.

Literatura

- [1] Neil J. Masnfeld : Human response to vibration, CRC Press, 2005
- [2] M.J. Griffin : Handbook of Human vibration, Human Factors Research Unit, Institute of Sound and Vibration Research, The University, Southampton, UK, 2004
- [3] Cirkl D. : Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny, Disertační práce, TUL 2005
- [4] Thomas Michael Siegler : A comparative analysis of Air-inflated and foam seat cushions for truck seats, Thesis submitted to Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 2002
- [5] Murielle Maria Verver : Numerical tools for comfort analyses of automotive seating, Thesis submitted to Technical University Eindhoven, 2004
- [6] ČSN ISO 2631-1 : Vibrace a rázy – Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím
- [7] ČSN ISO 13090-1 : Vibrace a rázy – Pokyny pro bezpečnostní hlediska zkoušek a pokusů na lidech
- [8] ČÍŽEK, V., "Diskrétní fourierova transformace a její použití", SNTL, DT 517.443
- [9] Ivan Dobiáš : Nelineární dynamické soustavy s náhodnými vstupy, Academia Praha, 1988
- [10] Vlach B., Foret, R : Mechanické vlastnosti pevných látek, Ústav materiálových věd a inženýrství, FSI VUT Brno 2007
- [11] Mergl C. : Entwicklung eines Verfahrens zur Optimierung des Sitzkomforts auf Automobilsitzen, Technischen Universität München 2005
- [12] PAM-SCL (Solid Core Library) Version 2000, Theory Notes Manual
- [13] PAM-CRASH, PAM-SAFE 2007 Solver Notes Manual
- [14] PAM-CRASH, PAM-SAFE 2007 Solver Reference Manual
- [15] E/ECE/324-E/ECE/TRANS505/Rev.1/Add.94 Předpis č.17 – Příloha 3 – Postup stanovení H bodu a skutečného úhlu trupu pro místa k sedění v motorových vozidlech, Translation TUV Praha, 2004
- [16] Petřík, J. : Model of the foam cushion with harddummy. Kosice, 2007, 230, ISBN 978-80-8073-874-7
- [17] Petřík, J. : FE model of the foam cushion. Plzeň, 2007, ISBN 978-80-7043-597-7
- [18] Petřík, J. : Rheologic model of the polyurethane specimen, In Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronickch sústav MM aMS"2008., TU Košice. Acta Mechanica Slovaca. ISSN 1335-2393.
- [19] Petřík, J. : Dynamic rheologic model of the polyurethane specimen, In. 49. mezinárodní conference kateder částí a mechanismů strojů . ISBN 978-80-7043-718-6.
- [20] Fliegel, V. – Martonka, R.: Biomechanical system – human and seat. In. Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronickch sústav MM aMS"2007., TU Košice, UVZ Hermany, 17.-19.10.2007. AT&P Journal Plus. ISSN 1336-5010.
- [21] Fliegel, V. – Martonka, R : Characteristics properties pu foam. In. 49. mezinárodní conference kateder částí a mechanismů strojů. ISBN 978-80-7043-718-6.

- [22] Fliegel, V. – Martonka, R : Forces and kinematic analysis damping cushion of car seat, In. 49. mezinárodní conference kateder částí a mechanismů strojů . ISBN 978-80-7043-718-6.
- [23] Fliegel, V. – Martonka, R : Automobile seats – simulation characteristics seats. In Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronických sústav MM aMS"2008., TU Košice. Acta Mechanica Slovaca. ISSN 1335-2393.
- [24] Fliegel, V. – Martonka, R : Experimental measuring properties of filling material car seat – Measuring device. In Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronických sústav MM aMS"2008., TU Košice, Červený Klášter , 14.-16.10.2008. Acta Mechanica Slovaca. ISSN 1335-2393.
- [25] Fliegel, V. - Barbora, J. - Zúbek, T. - Petřík, J. - Mevald, J. - Cirk, D. - Fridrichová, L.: Metodika hodnocení sedaček a experimentálního postupu [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU , Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.001. 96 s.
- [26] Fliegel, V. - Barbora, J. - Zúbek, T. - Petřík, J.- Mevald, J. - Cirk, D. - Fridrichová, L.: Metodika hodnocení sedaček a experimentálního postupu [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU , Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.002. 87 s.
- [27] Fliegel, V. - Barbora, J. - Zúbek, T. - Petřík, J. - Mevald, J. - Cirk, D. - Fridrichová, L.: Analýza možnosti zdokonalení sedaček [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.003. 98 s.
- [28] Fliegel, V. - Cirk, D. - Petřík, J.- Martonka, R. Spolupráce ve vývoji automobilových sedaček, hodnocení vlastností z hlediska komfortu a bezpečnosti. [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2006. VYZ2006.001. 133 s.
- [29] Fliegel, V.-Cirk, D.- Petřík, J.- Martonka, R. Novák, O. Vliv frekvenčních přenosových charakteristik v systému člověk sedačka [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2007. VYZ2007.001. 93 s.
- [30] Fliegel, V.-Novák, O.- Petřík, J.- Martonka, R. Testování a vývoj sedaček pro SK 461. [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2008. VYZ2008.001. 81 s.

Annotation

The thesis deals with quality of seating in term of seating comfort and health hazard during iteration of the seat and human.

The thesis contains:

- frequency analysis of the seat anchoring vibration and testing signals generating
- analysis of the vibrate-isolate characteristics of the comfort layer i.e. polyurethane foam and covering material
- static and dynamic analysis of the automobile seats
- dynamic Rheological model of the polyurethane specimen to identify stiffness and damping coefficients
- interactive model of the seat and weight, where are static and dynamic characteristics of the polyurethane foam and covering material included

Polyurethane foam characteristics are given by real testing of several specimens and verified in model environment. Interactive model of the seat is used for simulation of the equilibrium of the dummy on the seat (attainments of the H-point position – EHK17) and for simulation of the pressure distribution in contact area. This interactive model is able to use for dynamic simulation of transmissibility (dynamic foam behavior is based on results of the dynamic Rheologic model).

Key words

automobile seat, polyurethane foam, stress relaxation, creep, FE model

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA MECHATRONIKY, INFORMATIKY
A MEZIOBOROVÝCH STUDÍ



Interakce automobilové sedačky a zátěže

Disertační práce

Liberec 2008

Jan Petřík

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA MECHATRONIKY, INFORMATIKY
A MEZIOBOROVÝCH STUDÍ



Disertační práce

ve studijním oboru
Technická kybernetika

Ing. Jan Petřík

Interakce automobilové sedačky a zátěže

Školitel: doc.Ing. Petr Tůma, CSc.

Datum státní doktorské zkoušky: 29.5.2007

Datum odevzdání práce. 14.11.2008

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační 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 disertační 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 toho, že užití své disertační 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).

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

Datum

Podpis

Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval svému školiteli panu doc. Ing. Petru Tůmovi, CSc. za jeho podporu během tvorby této práce.

Zvláštní poděkování patří panu doc. Ing. Vítězslavu Fliegelovi, CSc. za jeho velmi kvalitní konzultace, cenné rady a trpělivost.

Též bych rád poděkoval všem členům Katedry částí a mechanismů strojů za jejich přínosné připomínky, pánům Ing. Rudolfu Martonkovi, Ing. Ondřeji Novákovi, Ing. Aleši Lufinkovi a členům Hydrodynamické laboratoře Technické univerzity v Liberci za jejich pomoc při tvorbě experimentů.

Panu doc. Ing. Ludvíku Prášilovi CSc. děkuji za pomoc se zajištěním specifických měřících zařízení a odborné připomínky.

Rád bych též poděkoval své přítelkyni, rodině a všem mým kolegům ze zaměstnání za jejich trpělivost a pochopení.

Anotace

Disertační práce řeší problematiku kvality sezení z hlediska komfortu a zdravotního rizika při interakci sedačky a člověka.

Práce obsahuje:

- analýzu vibrací kotvení automobilové sedačky v karoserii automobilu, na jejímž základě jsou generovány testovací signály
- analýzu vibro-izolačních vlastností komfortní vrstvy, tj. polyuretanové pěny a potahové látky
- analýzu statických a dynamických vlastností automobilových sedaček
- dynamický reologický model určující tuhostní a tlumící vlastnosti vzorku z polyuretanové pěny
- interaktivní model sedačky a zátěže, ve kterém jsou zahrnuty statické vlastnosti polyuretanové pěny, vlastnosti potahového materiálu s jeho předpětím a uchycením k rámu sedačky.

Vlastnosti polyuretanových pěn jsou zjišťovány reálným testováním jednotlivých vzorků a následně verifikovány v modelovém prostředí. Interaktivní model celé sedačky je následně použit k simulaci dosažení H-bodu podle normy EHK17 a k simulaci rozložení tlaku v kontaktní zóně. Tento model lze také použít i pro dynamické namáhání – simulaci přenosových charakteristik, kde materiálové vlastnosti polyuretanové pěny vycházejí z dynamického reologického modelu.

Klíčová slova

automobilová sedačka, polyuretanová pěna, relaxace napětí, tečení materiálu, FE model

Annotation

The thesis deals with quality of seating in term of seating comfort and health hazard during iteration of the seat and human.

The thesis contains:

- frequency analysis of the seat anchoring vibration and testing signals generating
- analysis of the vibrate-isolate characteristics of the comfort layer i.e. polyurethane foam and covering material
- static and dynamic analysis of the automobile seats
- dynamic Rheological model of the polyurethane specimen to identify stiffness and damping coefficients
- interactive model of the seat and weight, where are static and dynamic characteristics of the polyurethane foam and covering material included

Polyurethane foam characteristics are given by real testing of several specimens and verified in model environment. Interactive model of the seat is used for simulation of the equilibrium of the dummy on the seat (attainments of the H-point position – EHK17) and for simulation of the pressure distribution in contact area. This interactive model is able to use for dynamic simulation of transmissibility (dynamic foam behavior is based on results of the dynamic Rheologic model).

Key words

automobile seat, polyurethane foam, stress relaxation, creep, FE model

Úvod	1
Seznam vybraných publikací	3
Seznam zkratk	4
1. Analýza vstupních mechanických vibrací	6
1.1 Hodnocení vibrací podle normy ISO 2631.....	8
1.2 Analýza měření vibrací na kotvení sedačky v automobilu.....	9
1.3 Doporučený simulovaný signál pro testování.....	15
1.3.1 Stacionární periodický signál.....	15
1.3.2 Stacionární neperiodický signál.....	18
1.3.3 Nestacionární neperiodický signál.....	21
1.4. Závěr.....	23
2. Vyšetření vlastností automobilových sedaček	24
2.1. Statické a dynamické vlastnosti PU pěn.....	25
2.1.1. Statické vlastnosti PU pěn.....	26
2.1.2. Dynamické vlastnosti PU pěn.....	37
2.2. Vlastnosti potahové látky.....	50
2.2.1 Vliv potahové látky.....	51
2.3. Statické a dynamické vlastnosti automobilové sedačky.....	55
2.3.1. Statické vlastnosti automobilové sedačky.....	55
2.3.2. Dynamické vlastnosti automobilové sedačky.....	58
2.4. Závěr.....	61
3. Simulace automobilových sedaček	62
3.1. Reologický model vzorku z PU pěny.....	62
3.2. Výběr simulačního prostředí pro metodu MKP.....	75
3.3. FE model vzorku z PU pěny.....	78
3.3.1. FE model vzorku z PU pěny v prostředí PAM CRASH.....	78
3.3.2. FE model vzorku z PU pěny v prostředí PAM COMFORT.....	84
3.4. FE model automobilové sedačky.....	90
3.5. Závěr.....	97
4. Verifikace s testy automobilových sedaček	98
4.1. Analýza testů a verifikace sedaček se zátěží podle normy EHK17 ...	98

4.2. Analýza testů a verifikace sedaček se zátěží hard-dummy	104
4.3. Závěr	107
Závěr	108
Literatura	110

Úvod

Automobilová sedačka je jednou z nejdůležitějších součástí automobilu ovlivňujících kvalitu sezení. Vzhledem k tomu, že po celou dobu cestování je s ní řidič, případně i spolujezdec v nepřetržitém kontaktu, je nutné, aby vyhovovala vysokým nárokům na bezpečnost a komfort při jízdě. Posouzením kvality sezení, zejména zdravotního rizika při interakci sedačky a člověka se intenzivně zabývají výrobci mobilních prostředků. Výsledky výzkumu jsou pak využívány při tvorbě norem, které se stávají závazné pro danou oblast (výrobce). Špatně navržená sedačka dokáže zcela znepríjemnit pocit z jinak vynikajícího vozu. Měla by být navržena tak, aby poskytovala řidiči maximální pohodlí při jízdě a zároveň, aby v dlouhodobém časovém měřítku její tvar a vlastnosti trvale nepoškozovaly lidský organismus. To tedy znamená, že její vlastnosti by měly být z hlediska statického komfortu (rozložení tlaku v kontaktní zóně) a dynamického komfortu (přenosové charakteristiky sedačky) v optimálním kompromisu. Získávání výsledků je velice časově i finančně náročné, protože se jedná o pokusy na lidech. S použitím počítačového modelu lze efektivněji optimalizovat (dosahovat) požadované cílové hodnoty a pokusy na lidech minimalizovat pouze na ověřovací. Rizikové a životu nebezpečné situace nelze reálně vůbec testovat na lidech, proto se používají jejich různé náhrady – figuríny (hard-dummy). Praxe ukazuje, že tyto náhrady více či méně odpovídají skutečnosti, ale nikdy nemohou plně člověka nahradit.

Analýzou mechanických vibrací vstupujících do automobilové sedačky se velmi rozsáhle zabývá Mansfeld [1] i Griffin [2]. V současné době neexistuje norma definující testovací signál pro analýzu přenosových charakteristik automobilových sedaček. Na základě poskytnutého reálného signálu zrychlení na kotvení sedačky (Škoda Auto a.s) je potřeba definovat laboratorní testovací signály se stejným spektrem frekvencí.

Částečně mechanické vlastnosti PU pěny popsal např. ve své disertační práci Círk [3]. Zabývá se analýzou vzorku z PU pěny pouze při jeho namáhání proti tuhé podložce a v omezeném frekvenčním spektru.

Problematiku testování celých sedaček řeší Siegler [4] ve své disertační práci, ve které se snaží snížit špičky kontaktních tlaků a upravit přenosovou charakteristiku speciální podložkou. Popisuje vlastnosti sedaček z dlouhodobého hlediska při trvalém namáhání.

Modelování sedaček řeší Verver [5]. Ve své disertační práci se zabývá jak statickým tak dynamickým komfortem. Jeho materiálový FE model slučuje vlastnosti PU pěny, potahové látky a jejího uchycení (ocelové dráty, oka atd.). Pro analýzu dynamického komfortu používá analytické modely lidského těla.

Cílem této práce je vytvoření způsobu virtuálního testování kompletních sedaček včetně zátěže na základě analýzy mechanických vibrací vstupující do sedaček, analýzy materiálových vlastností jednotlivých komponent (PU pěny, potahové látky, drátěné výztuže atd.) a analýzy vlastností celých sedaček.

Analýzu mechanických vlastností PU pěn je potřeba provést takovým způsobem, aby co nejlépe popsala vlastnosti PU pěny při reálném zatěžování. Je nutné sledovat relaxaci napětí a tečení PU materiálu, aby bylo možné sestavit materiálový model pro statické namáhání konstantní silou (napětím).

Je potřeba vytvořit virtuální model kompletní sedačky (PU pěna, potahový materiál a jeho předeprnutí, drátěné výztuže, atd.).

Při vývoji nových prototypů sedaček či při verifikaci a optimalizaci stávajících sériových sedaček lze využít virtuálního testování. Díky těmto modelům lze nalézt žádané vlastnosti jednotlivých komponent např. pro dosažení H-bodu vůči R-bodu sedačky, rozložení tlaku v kontaktní zóně atd.

Na tento virtuální model sedačky je nutné působit stejnými vibracemi jako při reálném experimentu, a následně provést analýzu např. přenosových charakteristik. Modelové prostředí musí zahrnout dynamické vlastnosti PU pěny.

Úkoly, které disertační práce řeší, jsou v souladu s řešením Výzkumného záměru MSM 4674788501 a také s problematikou v rámci spolupráce se Škodou Auto a.s. a Volkswagen AG.

Seznam vybraných publikací

- Petřík, J. : Model of the foam cushion with harddummy. Kosice, 2007, 230, ISBN 978-80-8073-874-7
- Petřík, J. : FE model of the foam cushion. Plzeň, 2007, ISBN 978-80-7043-597-7
- Petřík, J. : Rheologic model of the polyurethane specimen, In Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronických sústav MM aMS²2008., TU Košice. Acta Mechanica Slovaca. ISSN 1335-2393.
- Petřík, J. : Dynamic rheologic model of the polyurethane specimen, In. 49. mezinárodní conference kateder částí a mechanismů strojů . ISBN 978-80-7043-718-6.
- Fliegel, V. - Barbora, J. - Zůbek, T. - Petřík, J. - Mevald, J. - Círk, D. - Fridrichová, L.: Metodika hodnocení sedaček a experimentálního postupu [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU , Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.001. 96 s.
- Fliegel, V. - Barbora, J. - Zůbek, T. - Petřík, J.- Mevald, J. - Círk, D. - Fridrichová, L.: Metodika hodnocení sedaček a experimentálního postupu [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU , Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.002. 87 s.
- Fliegel, V. - Barbora, J. - Zůbek, T. - Petřík, J. - Mevald, J. - Círk, D. - Fridrichová, L.: Analýza možnosti zdokonalení sedaček [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.003. 98 s.
- Fliegel, V. - Círk, D. - Petřík, J.- Martonka, R. Spolupráce ve vývoji automobilových sedaček, hodnocení vlastností z hlediska komfortu a bezpečnosti. [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2006. VYZ2006.001. 133 s.
- Fliegel, V.-Círk, D.- Petřík, J.- Martonka, R. Novák, O. Vliv frekvenčních přenosových charakteristik v systému člověk sedačka [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2007. VYZ2007.001. 93 s.
- Fliegel, V.-Novák, O.- Petřík, J.- Martonka, R. Testování a vývoj sedaček pro SK 461. [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2008. VYZ2008.001. 81 s.

Seznam zkratek

PU pěna	polyuretanová pěna
t	čas
z	zdvih
v	rychlost
a	zrychlení
F	síla
f	frekvence
FFT	rychlá Fourierova transformace (Fast Fourier Transformation)
Δf	frekvenční interval
N_s	počet bodů rychlé Fourierovy transformace
N	počet vzorků
$x[n]$	analyzovaný signál
$X[k]$	komplexní koeficient u k -té harmonické složky
P_{xx}	periodogram – odhad spektrální výkonové hustoty vstupního signálu
P_{yy}	periodogram – odhad spektrální výkonové hustoty výstupního signálu
P_{xy}	periodogram – odhad spektrální vzájemné výkonové hustoty
R_{xy}	křížová korelace (Cross Correlation)
a_{ef}	efektivní hodnota zrychlení
$a_1(t)$	vstupní zrychlení pro analýzu přenosové charakteristiky
$a_2(t)$	výstupní zrychlení pro analýzu přenosové charakteristiky
RMS	vážená efektivní hodnota mechanických vibrací
PSD	spektrální výkonová hustota (Power Spectral Density)
$H(f)$	amplitudová přenosová charakteristika
σ	napětí
σ_0	počáteční napětí
ε	deformace
ε_0	počáteční deformace
$\dot{\varepsilon}_1$	rychlost deformace
E	modul pružnosti

η	viskozita
Ω	vlastní frekvence
c	koeficient tuhosti
b	koeficient tlumení
m	hmotnost
D	poměrný koeficient tlumení
ρ	hustota
λ	koeficient charakteristické rovnice
FE model	konečněprvkový (Finite Element) model
H-bod	střed otáčení trupu a stehna zařízení 3DH
3DH	normovaná figurína pro určení H-bodu na sedačce
HPM1	virtuální model normované figuríny 3DH (H-Point Machine)
R-bod	konstrukční bod pro každé místo k sezení

1. Analýza vstupních mechanických vibrací

Cílem této kapitoly bylo definovat vibrace vstupující do kotvení automobilové sedačky z karoserie a definovat testovací signál pro laboratorní testování. Při analýze vibrací automobilových sedaček je použito frekvenční vážení podle normy ISO 2631 [6]. Úroveň vstupních vibrací závisí na typu vozovky, rychlosti vozidla, typu vozidla, naladění podvozku atd. Při generování testovacího signálu je nutné vzít v úvahu omezení možnostmi budiče vibrací (hydraulického válce v HDL). Při testování populačního vzorku jsme omezeni normou ČSN EN ISO 13090-1 [7].

Analýza mechanických vibrací podvozku hraje důležitou roli při posuzování dynamických vlastností automobilových sedaček. Dosud není definován harmonogram zkoušek (neexistuje norma, která by definovala jednotný testovací signál). Každý výrobce si stanovuje vlastní metodiku generování testovacího signálu, který by měl být velmi podobný reálným mechanickým vibracím podvozku při jízdě. Je složité popsat vibrace podvozku na různých typech vozovky a při různých rychlostech jedním testovacím signálem. Tvar frekvenčního spektra je závislý na typu vozovky, na rychlosti vozu a je časově proměnný. Použitím frekvenční analýzy je možné získat přibližný tvar frekvenčního spektra a pokusit se o jeho zpětnou reprodukci. Tento signál pak lze použít pro laboratorní testování sedaček. Neexistuje signál, který by nahradil veškeré mechanické vibrace podvozku. Je možné použít signál obsahující frekvence stejné jako reálný signál a tento signál bude generován na základě daného frekvenčního spektra. V této kapitole se budu zabývat rozбором mechanických vibrací snímaných při skutečné jízdě a generování testovacích signálů pro laboratorní testování.

Lidské tělo je nejvíce sensitivní na mechanické vibrace v rozsahu od 1 – 80 Hz, z toho od 1 – 15 Hz velmi významně. V tomto frekvenčním rozsahu se nachází rezonanční kmitočty životně důležitých orgánů. Vyšší frekvence působí negativně na nervovou soustavu – na psychiku člověka (tab. 1.1). Vibrace také představují zdravotní riziko v bederní oblasti a nervové soustavy úseku zad. V důsledku dynamického chování způsobuje horizontální

dislokaci a torzi bederní páteře a nadměrné mechanické namáhání a poruchy výživy. Difúze tkáně meziobratlových destiček přispívají k degenerativním procesům v lumbální oblasti, degenerativní změny kloubů a patologická postižení zad vnitřního původu.

Vliv dlouhodobých vibrací způsobuje nevratné poškození tkání uvnitř lidského těla, kterými trpí většinou např. řidiči z povolání. V USA se tomuto problému věnuje velká pozornost, jelikož vysoký počet řidičů z povolání požaduje invalidní důchod z důvodu dlouhodobého nevratného poškození lidského těla. Výzkum v této oblasti se zaměřuje na co největší potlačení mechanických vibrací v kontaktní zóně. Jedná se o snahu optimalizovat kvalitu sezení a energetický tok (disipaci energie) v oblasti interakce lidského těla a sedačky.

frekvenční pásmo [Hz]	
0 – 3	Mořská nemoc, porucha motoriky
3 - 8	Vlastní frekvence životních orgánů
8 - 80	Vliv na nervovou soustavu

Tab.1.1: Vliv mechanických vibrací na lidské tělo

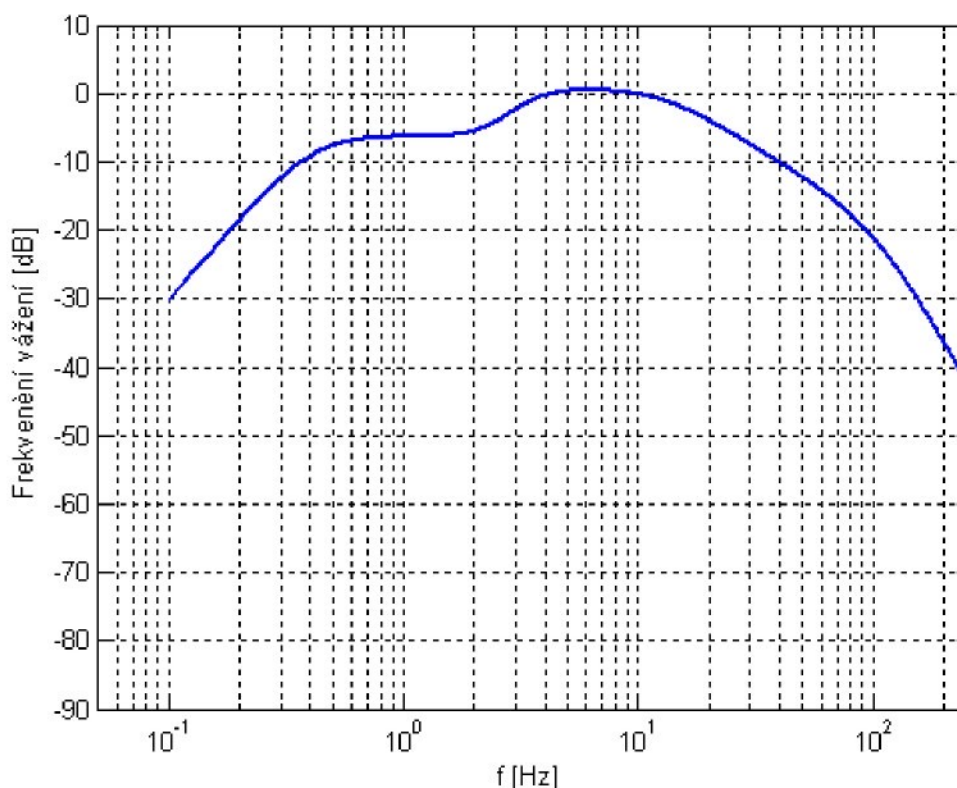
1.1 Hodnocení vibrací podle normy ISO 2631

Způsob, jakým vibrace ovlivňují zdraví, pohodlí a vnímání pohybu, závisí na frekvenčním složení vibrací. Pro různé osy vibrací se požadují rozdílná frekvenční vážení. Pro hodnocení nízkofrekvenčních vibrací, které vyvolávají nemoc z pohybu, je zařazeno speciální frekvenční vážení.

Tato norma definuje způsob zpracování naměřených dat. Definuje frekvenční vážení pro několik směrů mechanických vibrací a pro různou polohu lidského těla.

Hodnocení vibrací musí vždy zahrnovat měření vážené efektivní hodnoty zrychlení.

Frekvenční vážení představuje ve frekvenční analýze filtr složený z několika digitálních filtrů (dolní a horní pásmové propusti a omezení pásma). Frekvenční spektrum výsledného filtru znázorňuje následující graf (Obr. 1.1.1). Z grafu je patrné, že frekvenční vážení aplikované na snímáný signál odfiltruje frekvence mechanických vibrací, které nemají významný negativní vliv na lidské tělo. Frekvence od 3 do 10 Hz se zesílením okolo 0.5 dB jsou velice důležité pro analýzu vlivu vibrací na člověka.



Obr. 1.1.1: Frekvenční vážení podle ISO 2631

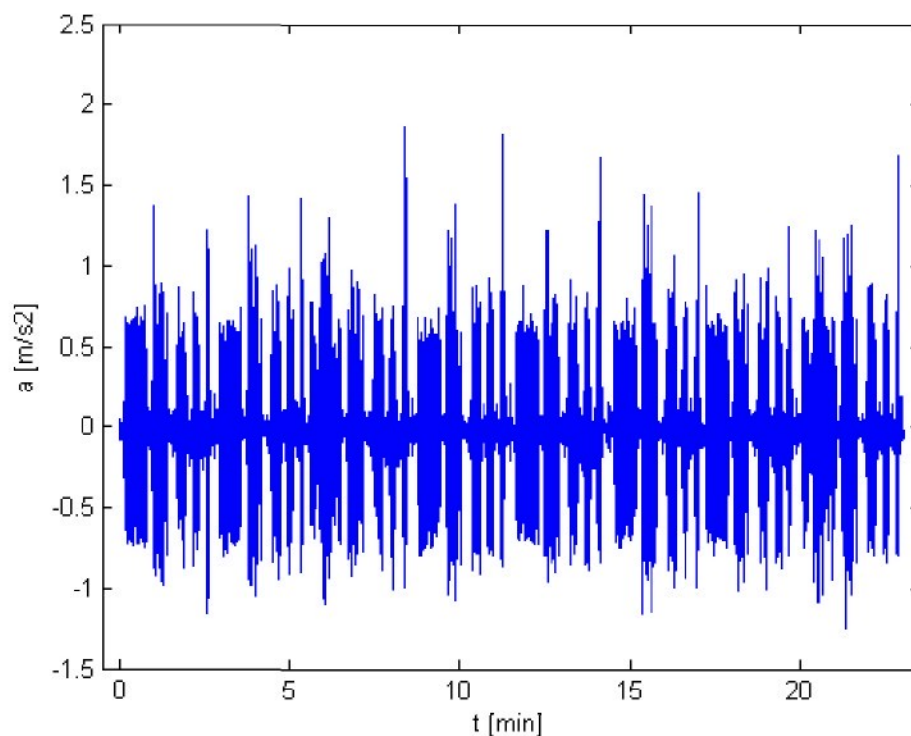
1.2 Analýza měření vibrací na kotvení sedačky v automobilu

Tato kapitola se zabývá analýzou mechanických vibrací na kotvení automobilové sedačky (podvozku automobilu). V první kapitole je popsána analýza reálného signálu z hlediska frekvenčního spektra, spektrální výkonové hustoty a je definováno frekvenční pásmo.

Společnost Škoda Auto a.s. mi poskytla reálný signál zrychlení měřený na kotvení sedáku automobilu (obr. 1.2.1). Záznam zrychlení s délkou 23 minut je na obr. 1.2.2.

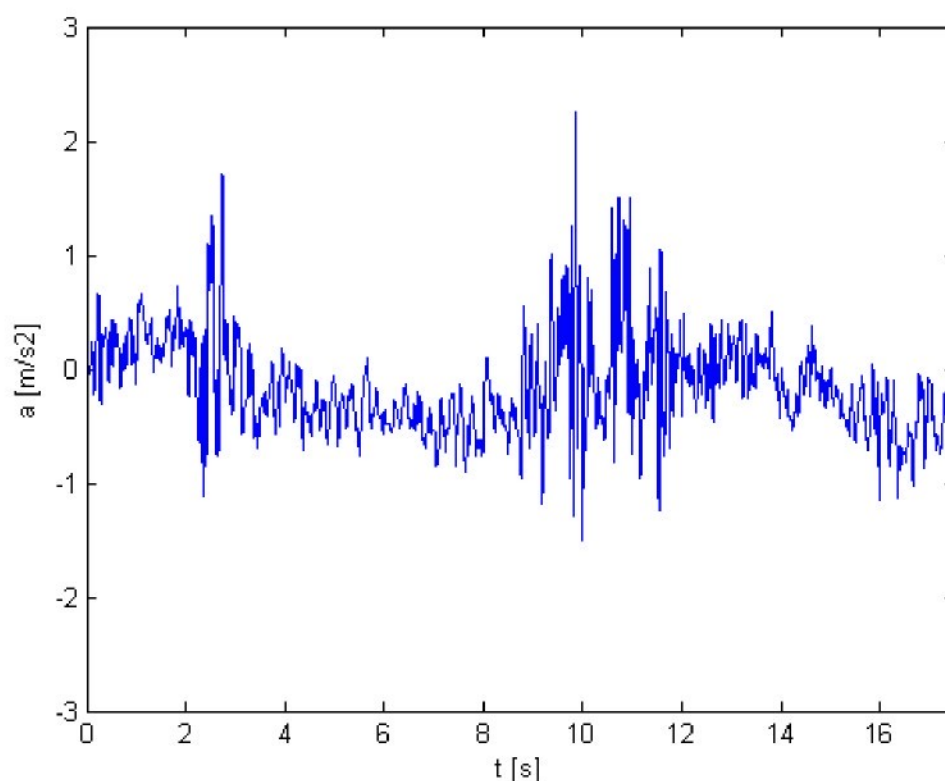


Obr. 1.2.1: Umístění snímače zrychlení



Obr. 1.2.2: Průběh zrychlení na kotvení automobilové sedačky

Tento signál byl pořízen na speciální testovací trati, kde zrychlení dosahují špiček okolo 2 g. Největší hodnoty zrychlení při měření na testovací trati neodpovídají běžné jízdě na obvyklé silnici. Tyto jevy, jako je vjezd na překážku, se v provozu vyskytují poměrně málo. Z hlediska dlouhodobého působení vibrací je vhodnější analýza signálu při jízdě po normálním povrchu. Z naměřeného průběhu byl zvolen úsek, který odpovídá běžné jízdě bez větších překážek na hrbolaté silnici (obr. 1.2.3).



Obr. 1.2.3: Zvolený úsek

Tento úsek má největší špičku zrychlení odpovídající 0.2 g. Tento signál je možné použít i pro laboratorní testování jako simulaci jízdy na reálné vozovce. Hodnoty zrychlení jsou v rozsahu hydrodynamických válců na vibračních testovacích platformách v laboratoři HDL (Hydrodynamická laboratoř). Použitím tohoto signálu lze laboratorně popsat chování sedačky a lidského těla a je vhodný pro zkoumání odezvy lidského těla na různých typech sedaček při zatížení jako v běžném provozu. Lze jej použít i na testování s lidmi, jelikož nepřekračuje maximální hodnotu zrychlení

povolenou etickou komisí. Signál je dostatečně dlouhý pro frekvenční analýzu

($t = 17.5 \text{ s}$; $FS = 625 \text{ Hz}$). Je možné použít měřících řetězců, které nelze aplikovat při měření ve voze z důvodu jejich velikosti, spotřeby energie, rušení atd.

Frekvenční analýza tohoto signálu byla provedena v prostředí MATLAB. Signál byl poskytnut bez úprav (filtrace).

Výkonová spektrální hustota signálu charakterizuje rozdělení výkonu signálu v závislosti na kmitočtu. Jde o limitu podílu výkonu připadajícího na interval kmitočtů k délce tohoto intervalu, blíží-li se délka tohoto intervalu k nule. Používá se pro charakterizování rozložení energie v závislosti na kmitočtu pro stacionární signály, jejichž kmitočtové spektrum je spojitě. Její jednotkou je $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{Hz}^{-1}$. Při vibracích s frekvenčním spektrem Δf bychom získali odhad výkonové spektrální hustoty pro frekvenci f_0 (umístěnou ve středu intervalu Δf) z efektivní hodnoty a_{ef} podle vztahu

$$P_{XX}(f_0) = \frac{a_{ef}^2}{\Delta f} . \quad (1.2.1)$$

Odhad výkonové spektrální hustoty lze určit pomocí rychlé Fourierovy transformace (FFT – Fast Fourier Transformation).

$$P_{XX} = \frac{|FFT(x, Ns)|^2}{N} . \quad (1.2.2)$$

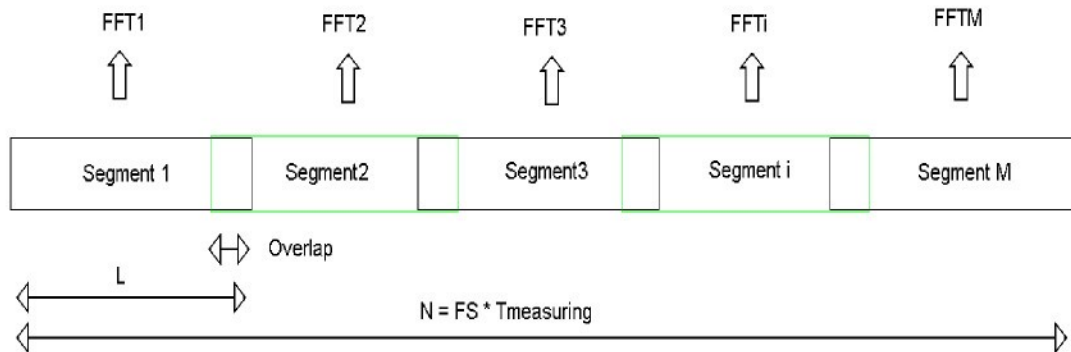
Odhad P_{xx} se nazývá **periodogram**, x je analyzovaný signál, Ns je počet bodů rychlé Fourierovy transformace (dále již FFT), N je počet vzorků signálu x . Je-li signál x příliš dlouhý (velký počet vzorků N), dochází k rozptýlení (disperzi) frekvenčního spektra. V našem případě je stacionární periodický signál dlouhý 50 sekund. Aby nedocházelo k rozptylu frekvenčního spektra, je potřeba signál rozdělit do menších segmentů. Zmenšení rozptylu je přímo úměrné počtu segmentů.

$$P_{XX} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \frac{|FFT_i(x_i, Ns_i)|^2}{L} \quad (1.2.3)$$

V rovnici (1.2.3) je x_i jeden i -tý segment analyzovaného signálu, Ns_i je počet bodů FFT i -tého signálu, L je počet vzorků signálu x_i a M je počet segmentů. Další možností je použít **modifikovaný periodogram**, kde se na jednotlivé segmenty aplikuje vhodné okénko. To redukuje statistickou závislost segmentů působenou překrytím, protože okna klesají spojitě k nule na obou koncích. Jiné než obdélníkové okno také zmenšuje vliv postranních laloků, ale zvětšuje šířku špiček ve spektru. Při použití Hammingovo okénka se disperze podstatně snižuje při použití překrytí 75 %.

Metodika výpočtu spektrální hustoty rozdělením do jednotlivých segmentů s použitím okénka s překrytím se nazývá **Welchova metoda** (1.2.4). Schéma výpočtu se nachází na obr. 1.2.4.

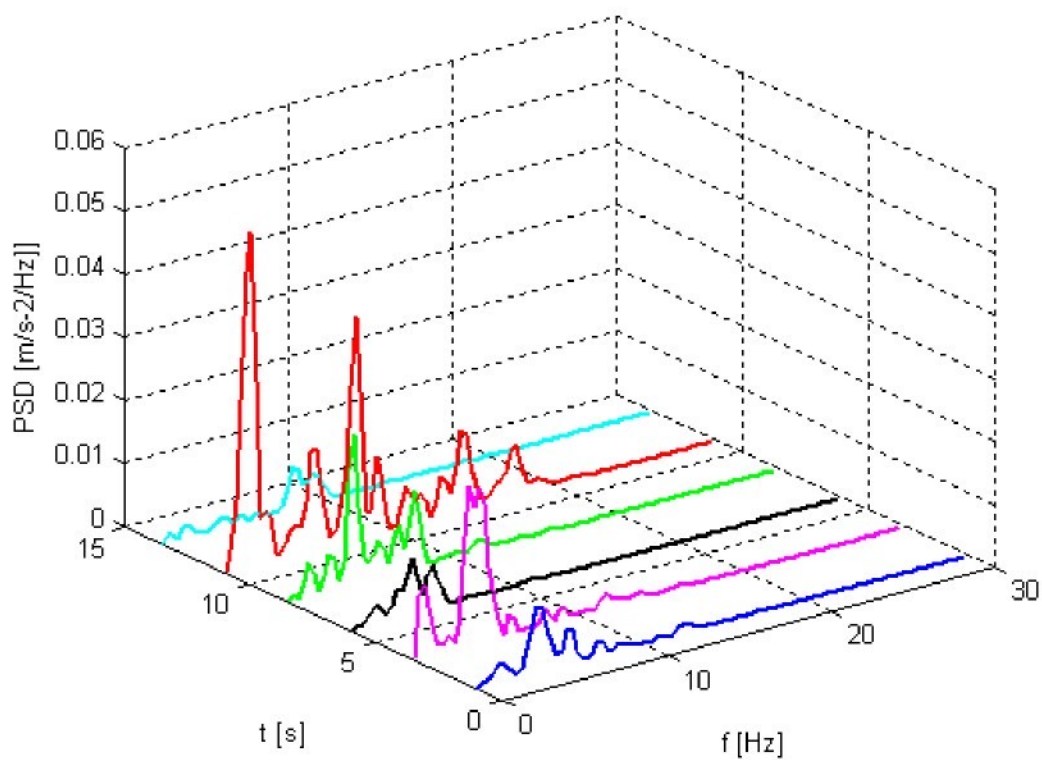
$$P_{XX} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \frac{|w(Ns_i) * FFT_i(x_i, Ns_i)|^2}{L} \quad (1.2.4)$$



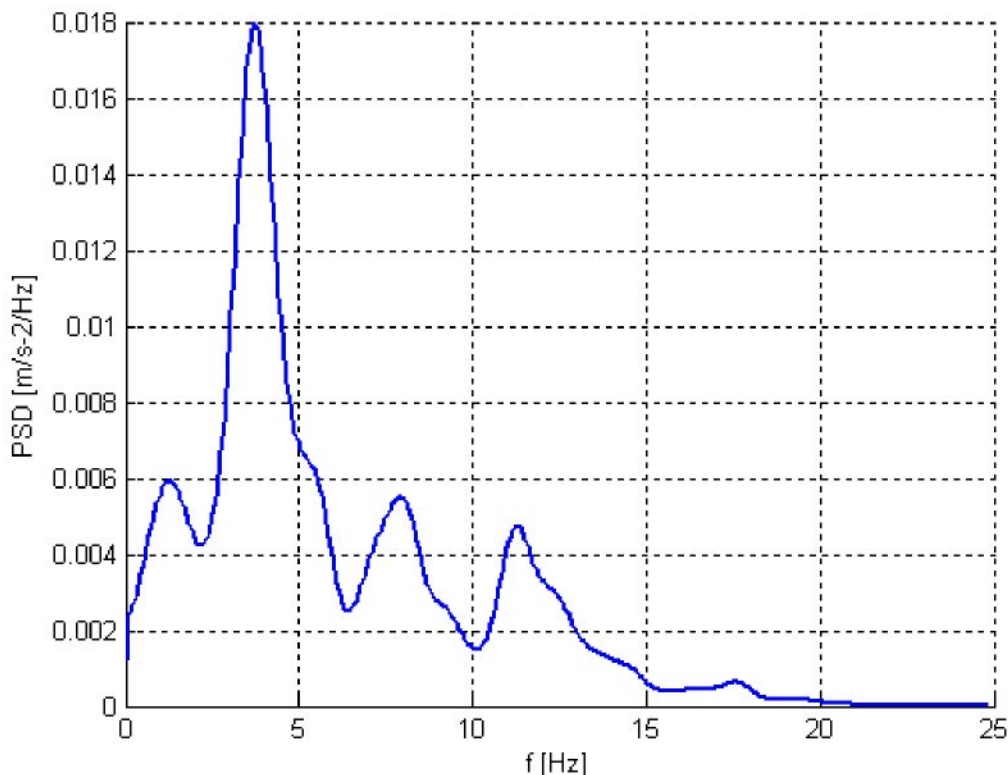
Obr. 1.2.4: Schéma výpočtu Welchova metody

Na obr. 1.2.5 jsou zobrazeny průběhy odhadu periodogramů jednotlivých segmentů. Tato analýza odhalí významné spektrum vibrací působící na celou automobilovou sedačku. Její výsledky jsou nutné při generování testovacích signálů při experimentech simulující vibrace jako při reálné jízdě. Odhad

spektrální výkonové hustoty pro celý vybraný úsek signálu je zobrazen na následujícím obr. 1.2.6.



Obr. 1.2.5: Odhad periodogramů v jednotlivých segmentech



Obr. 1.2.6: Spektrální výkonová hustota (PSD) celého úseku

V odborné literatuře se objevuje koeficient SEAT [1,2]. Tento koeficient popisuje dynamické chování testované sedačky jediným číslem. Lze jej určit několika způsoby. Je definován jako

$$SEAT\% = 100 \times \frac{RMS_{sedačed}}{RMS_{rámu}}, \quad (1.2.5)$$

kde RMS je definována jako vážená efektivní hodnota mechanických vibrací

$$RMS = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (1.2.6)$$

Koeficient SEAT je tedy podíl efektivních hodnot mechanických vibrací na sedáku v kontaktní zóně a mechanických vibrací na kotvení sedačky (rámu). SEAT lze definovat též jako podíl kvartové hodnoty dávky vibrací

$$SEAT\% = 100 \times \frac{VDV_{sedačed}}{VDV_{rámu}}, \quad (1.2.7)$$

kde

$$VDV = \left[\int_0^T a_w^4(t) dt \right]^{\frac{1}{4}}. \quad (1.2.8)$$

Tato metoda je citlivější na špičky než základní metoda hodnocení pomocí vážené efektivní hodnoty.

Pro hodnocení dynamických vlastností automobilových sedaček se zdá být nejvhodnější metoda porovnávání přenosů zrychlení (podíl frekvenčně vážených zrychlení na sedáku v kontaktní zóně a rámu sedačky).

1.3 Doporučený simulovaný signál pro testování

Tyto kapitoly obsahují definici testovacích signálů pro laboratorní zkoušky. Každý výrobce automobilů používá svoji metodiku pro testování sedaček. V současné době neexistuje norma definující testovací signál pro dynamické experimenty. Jsou různé způsoby generování testovacího signálu pro odlišné typy frekvenčních analýz. Tato kapitola popisuje několik druhů signálů s návazností jejich uplatnění ve frekvenční analýze.

1.3.1 Stacionární periodický signál

Tento typ signálu je vhodný pro laboratorní experimenty. Při použití stacionárních periodických signálů je frekvenční analýza nejjednodušší. Je vhodný pro testování na lidech, jelikož lze využít maximální hodnoty zrychlení na dané frekvenci a lze využít největší amplitudy sinusového signálu. Signál popisuje rovnice

$$z_1 = amp_1 \sin(2\pi ft). \quad (1.3.1)$$

Amplitudy pro různé hodnoty maximálního zrychlení jednotlivých frekvencí definuje tab. 1.3.1.

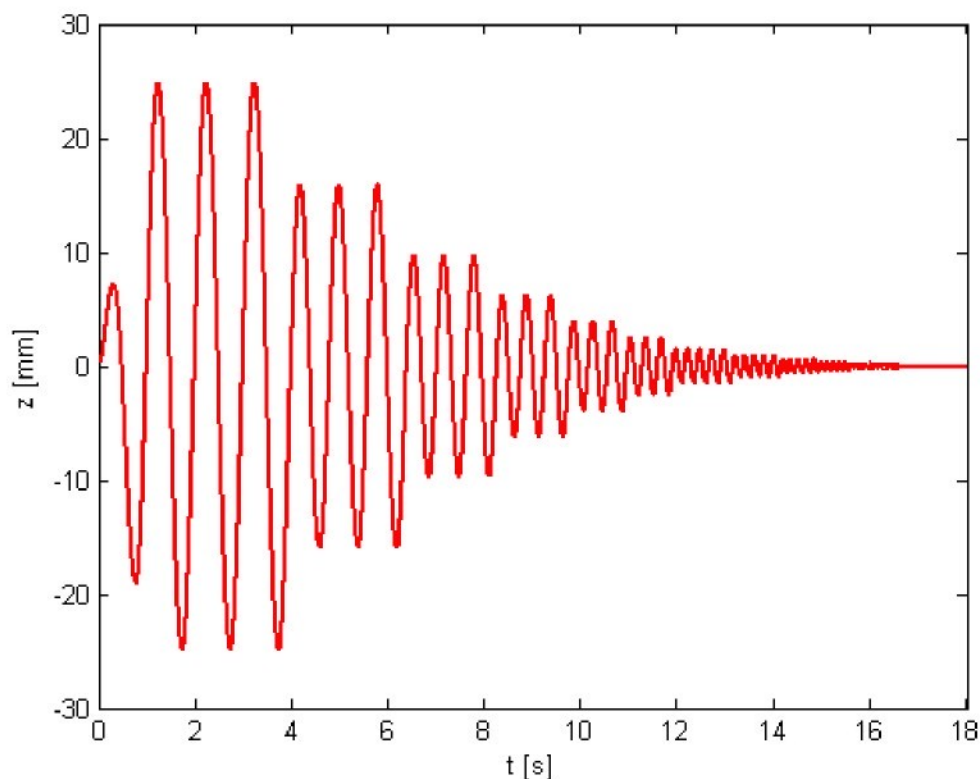


	amplituda zdvihu zrychlení 0.981 m/s ²	amplituda zdvihu zrychlení 1.962 m/s ²	amplituda zdvihu zrychlení 2.943 m/s ²
	zrychlení 0,1g	zrychlení 0,2g	zrychlení 0,3g
Frekvence, Hz	amplituda mm	amplituda mm	amplituda mm
0,5	99,50	198,99	298,49
1,00	24,87	49,75	74,62
1,25	15,92	31,84	47,76
1,60	9,72	19,43	29,15
2,00	6,22	12,44	18,66
2,50	3,98	7,96	11,94
3,15	2,51	5,01	7,52
4,00	1,55	3,11	4,66
5,00	0,99	1,99	2,98
6,30	0,63	1,25	1,88
8,00	0,39	0,78	1,17
10,00	0,25	0,50	0,75
12,50	0,16	0,32	0,48
16,00	0,10	0,19	0,29

Tab. 1.3.1: Tabulka amplitud sin. signálu

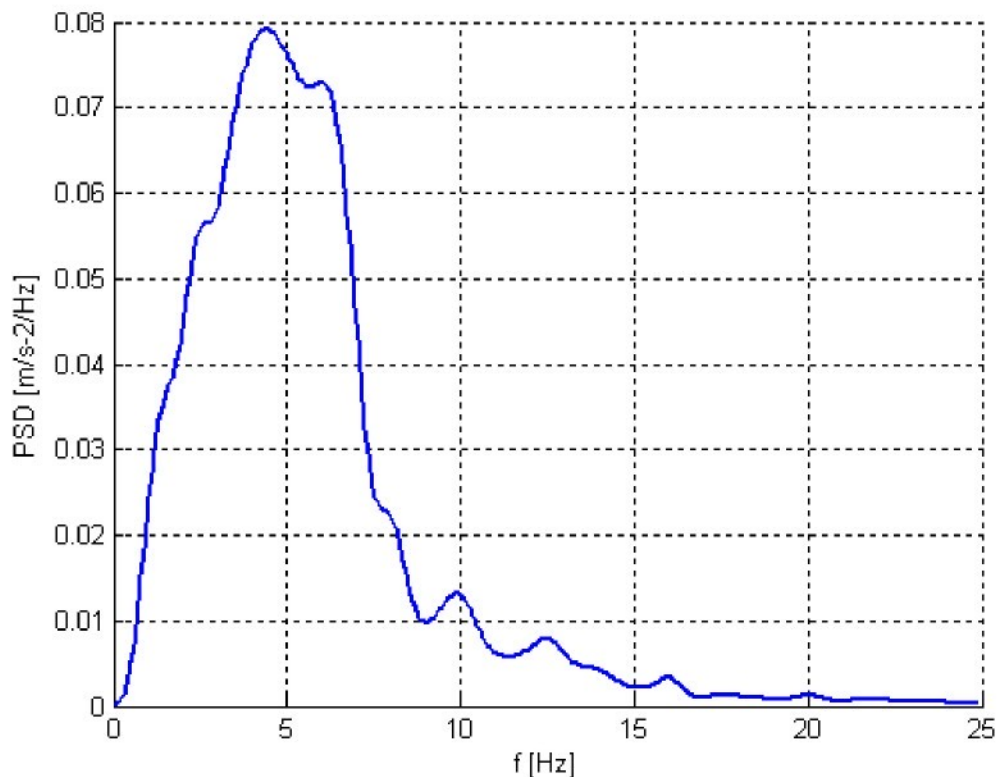
Jsou dva různé přístupy, jak definovat buzení hydrodynamického budiče:

1. Použít třináct samostatných testovacích souborů, každý s jednou frekvencí.
2. Použít jeden soubor s třinácti různými frekvencemi a amplitudami, obsahující definovaný počet period na každou frekvenci podle tab. 1.3.1.



Obr. 1.3.1: Stacionární periodický signál

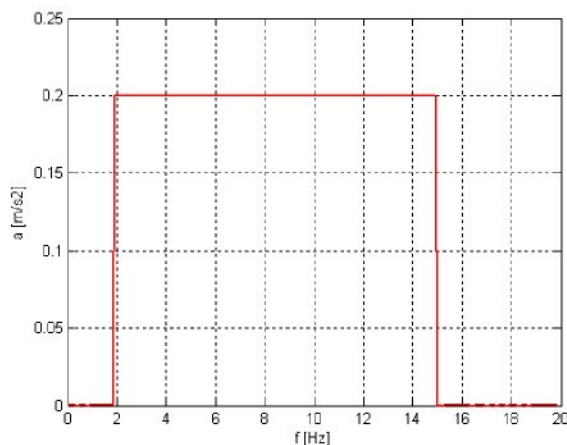
Pro jednodušší a rychlejší průběh experimentu byl vygenerován signál obsahující 13 frekvencí podle tab. 1.3.1 s dostatečným počtem period s konstantní frekvencí a amplitudou. Tento signál se zdá být vhodnější než spojitě laditelný signál (chirp signal). PU materiál díky své visko-elasticitě vykazuje fázové zpoždění a použitím spojitě laděného signálu by mohlo dojít ke ztrátě některých důležitých informací. Z hlediska porovnávání je nutné použít u všech porovnávaných vzorků stejný typ signálu. Průběh odhadu spektrální výkonové hustoty tohoto testovacího signálu je na obr. 1.3.2.



Obr. 1.3.2: Spektrální výkonová hustota stacionárního periodického signálu

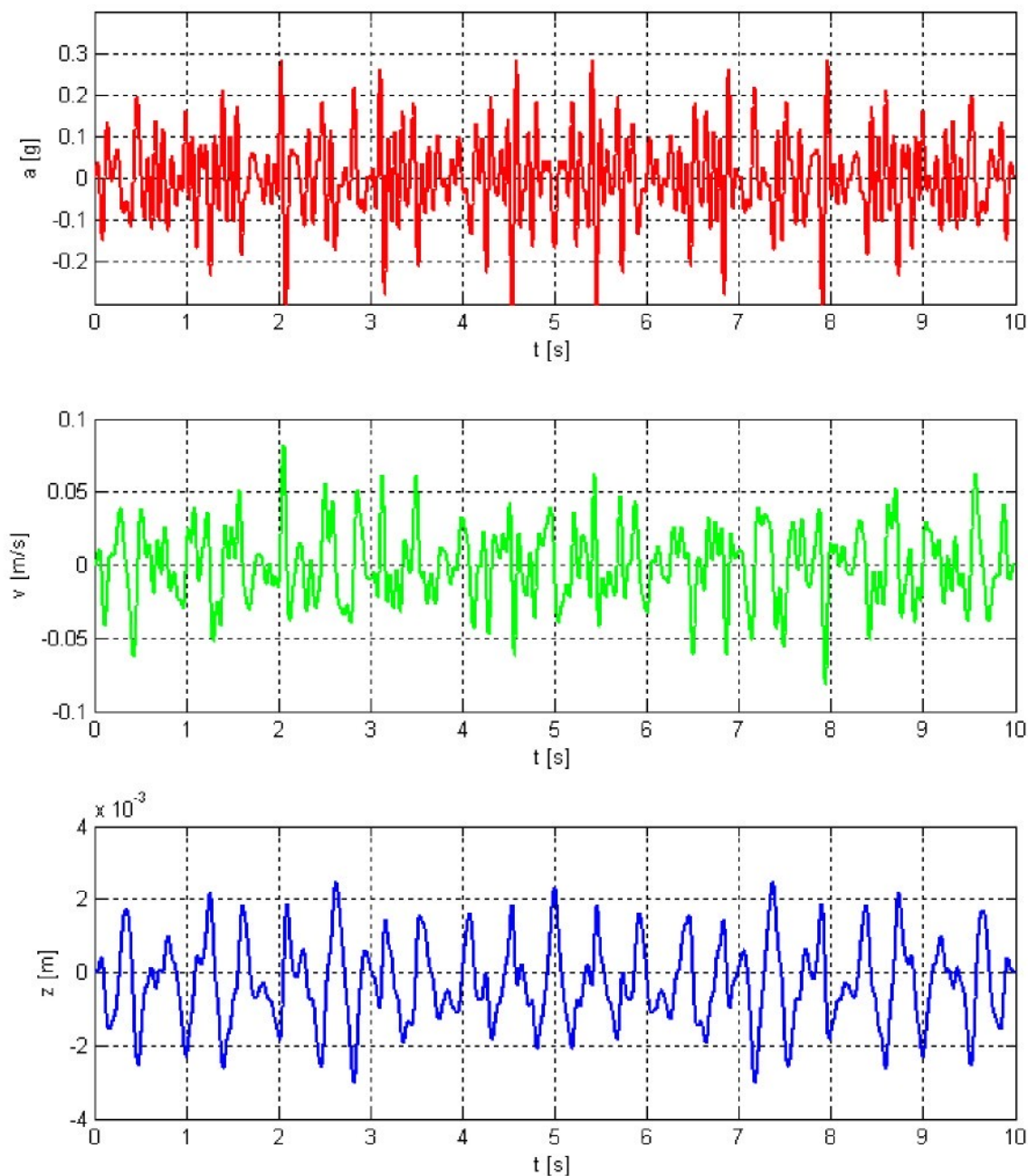
1.3.2 Stacionární neperiodický signál

Pro generování stacionárního neperiodického signálu bylo použito prostředí MATLAB. Byl vygenerován pseudonáhodný signál s frekvenčním pásmem od 2 do 15 Hz s frekvenčním krokem 0.2 Hz. Na obr. 1.3.3 je znázorněno frekvenční spektrum signálu zrychlení představující konstantní amplitudu v daném frekvenčním pásmu.



Obr. 1.3.3: Frekvenční spektrum stacionárního neperiodického signálu

Tento signál byl vygenerován s náhodnou fází v prostředí MATLAB. Výsledkem je průběh zrychlení v čase (obr. 1.3.4) a následně integrované na rychlost a zdvih.



Obr. 1.3.4: Průběh zrychlení, rychlosti a zdvihu stacionárního neperiodického signálu

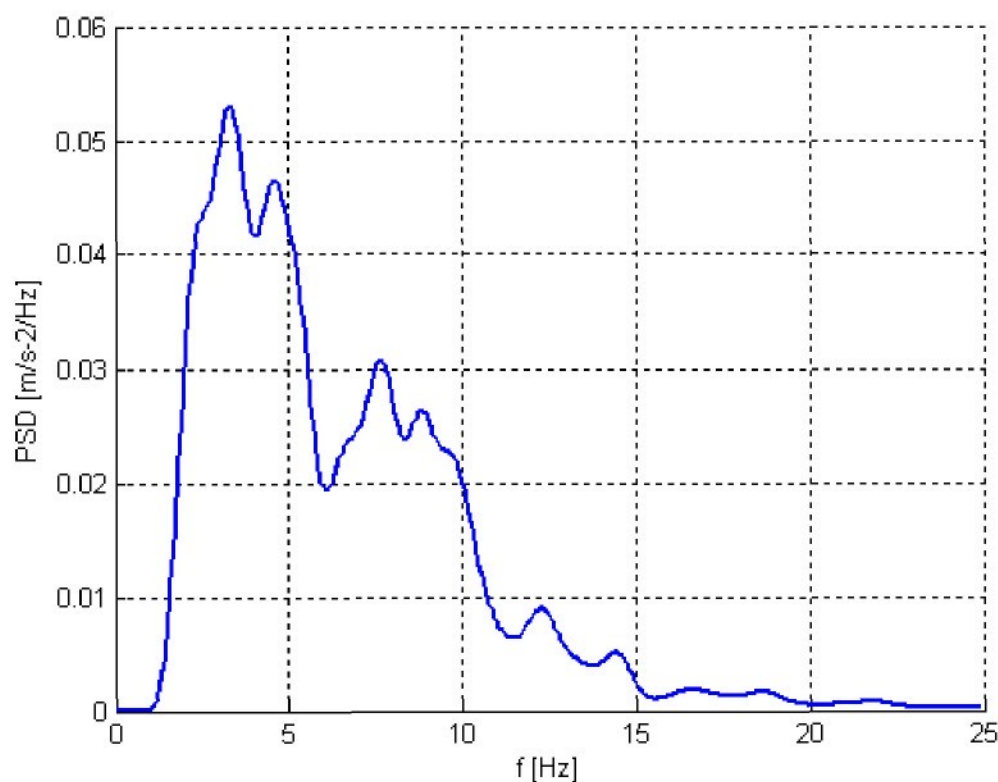
Maximální zrychlení by nemělo přesahovat 0.3 g, aby bylo možné tento testovací signál použít při testování s lidmi [7].

Pro generování byla použita zpětná Fourierova transformace

$$x[n] = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X[k] \cdot e^{j2\pi k n / N}, \quad (1.3.1)$$

kde $\mathbf{X}[\mathbf{k}]$ je komplexní koeficient u k -té harmonické složky z $\mathbf{N}$ vzorků vstupního číslicového signálu.

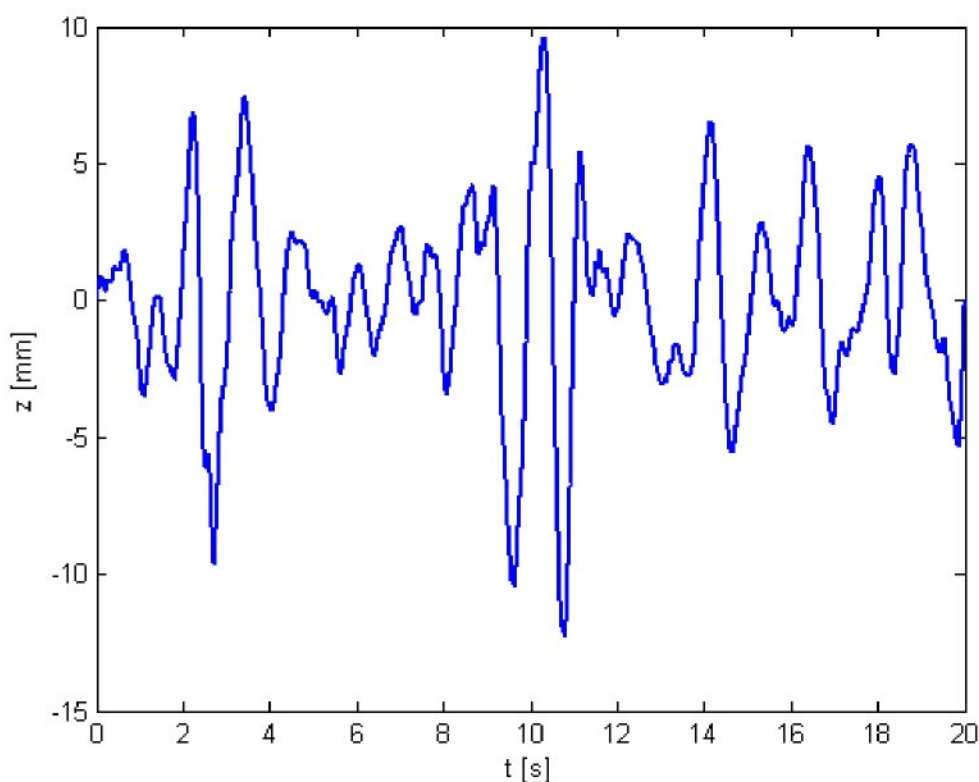
Na následujícím obrázku (obr. 1.3.5) je znázorněn průběh odhadu spektrální výkonové hustoty tohoto testovacího signálu.



Obr. 1.3.5: Spektrální výkonová hustota stacionárního neperiodického signálu

1.3.3. Nestacionární neperiodický signál

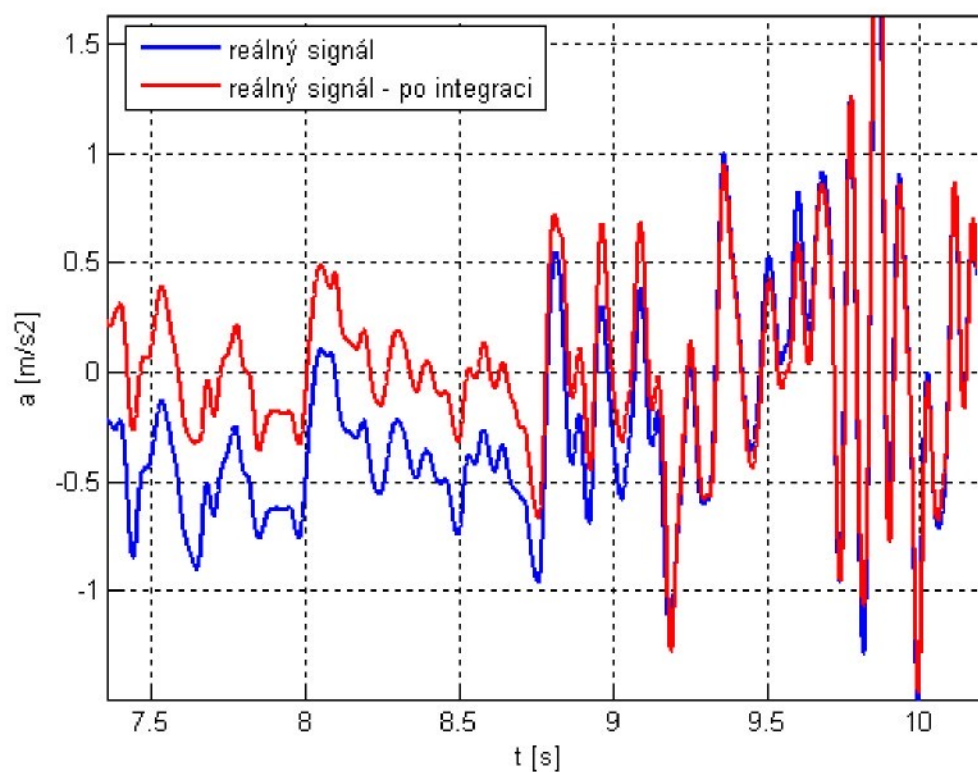
Tento signál je nestacionární, frekvenční spektrum tedy není konstantní a mění se v čase. Pro získání průběhu zdvihu bylo nutné dvakrát integrovat reálný signál poskytnutý od výrobce automobilů z přecházející kapitoly (obr. 1.3.6).



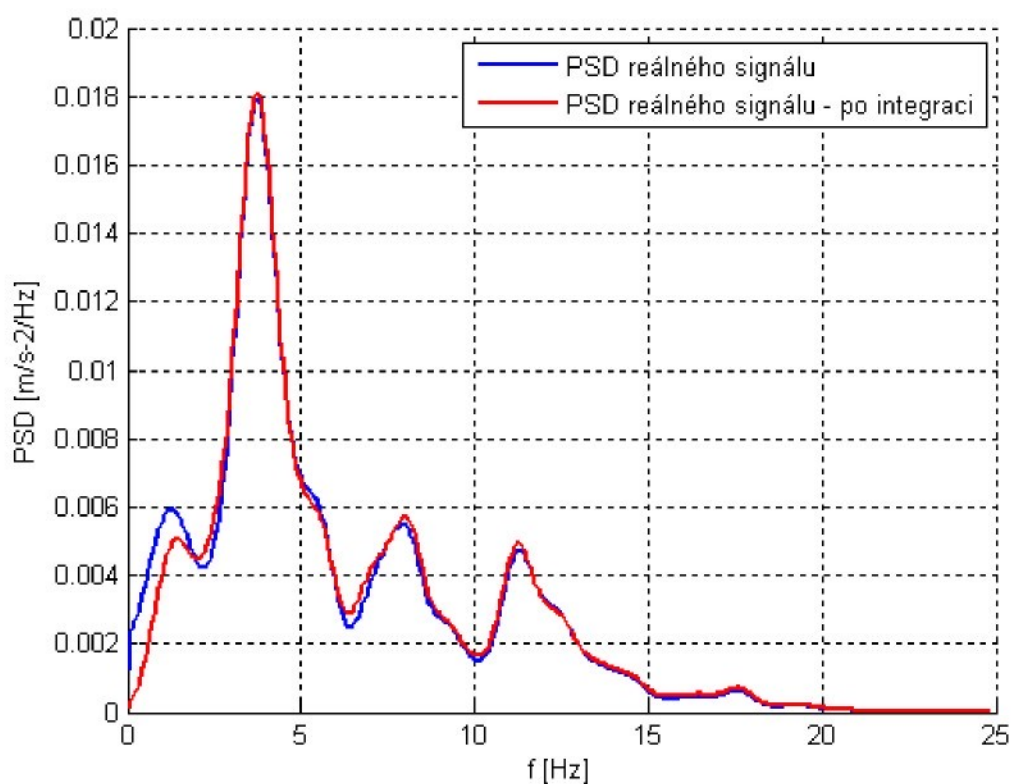
Obr. 1.3.6: Nestacionární neperiodický signál

Integrace způsobuje divergenci v průběhu rychlosti. Lze použít filtr, který odfiltruje velmi nízké frekvence. Tímto způsobem lze odstranit velké rychlosti (zdvihy) divergující k nekonečnu. Je nutné filtrovat postupně rychlost a při další integraci zdvih.

Byla provedena kontrola po integraci. Hledaný průběh zdvihu byl dvakrát derivován na průběh zrychlení. Porovnání toho průběhu s původním reálným signálem je na obr. 1.3.7. Kontrola byla provedena použitím odhadu spektrální výkonové hustoty (obr. 1.3.8). Dvojitá integrace ovlivnila signál pouze na nízkých frekvencích, které nejsou pro analýzu vlivu vibrací významné.



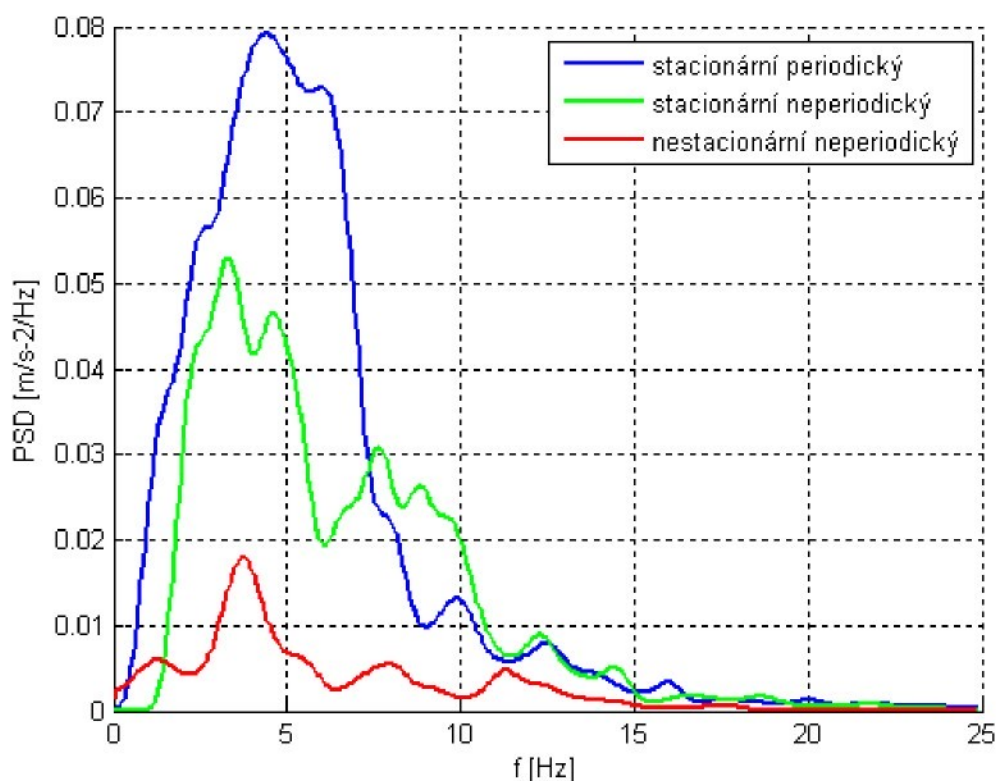
Obr. 1.3.7: Porovnání integrovaného a původního signálu



Obr. 1.3.8: Porovnání spektrální hustoty integrovaného a původního signálu

1.4. Závěr

Pro analýzu přenosových charakteristik jsou použity tři typy signálů – stacionární periodický (generovaný) a nestacionární periodický signál (generovaný) a nestacionární neperiodický signál (reálný). Na základě znalosti spektra reálného signálu zrychlení byly generovány dva typy signálů, které je možno použít i pro testování s lidskou zátěží. Odhad spektrální výkonové hustoty pro všechny tři typy signálů je zobrazen na obr. 1.3.9.



Obr. 1.3.9: Odhad spektrální výkonové hustoty pro všechny tři typy signálů

2. Vyšetření vlastností automobilových sedaček

Tato kapitola popisuje analýzou sedaček z hlediska jejich statických a dynamických charakteristik při různých typech zátěže a obsahuje metodiku měření.

Sedačka automobilu je sestavena z několika hlavních částí:

- Rám sedačky
- Sedák
- Opěradlo
- Opěrka pro hlavu

Rám sedačky je většinou vyroben z oceli. Materiálové modely tohoto materiálu jsou známé a práce tuto problematikou neřeší.

PU pěna je stále nejpoužívanějším materiálem pro výrobu sedáků, opěradel, hlavových opěrek, loketních opěrek atd. Tento materiál lze produkovat ve velkém množství v krátkém čase i při dosažení složitých tvarů. PU pěna má dobré tlumící, pružící a izolační vlastnosti při dodržení relativně malé tloušťky. Výroba probíhá smícháním polyolu a polymerického izokyanátu ve vstřikovací hlavici, která plní tvarovanou formu, a za přítomnosti aktivátorů, dochází k vypěnění materiálu. Izokyanáty existují ve dvou formách – MDI a TDI, které se liší výrobním procesem, vlastnostmi i účelem použití. Jedná se o látky ohrožující jakost nebo zdravotní nezávadnost vod. Manipulace s nimi a jejich skladování musí být zabezpečeno v souladu s platnými předpisy. Při procesu polyadice u výroby PU pěny nevznikají žádné vedlejší produkty s výjimkou oxidu uhličitého. Jeho vznik umožňuje vytvářet strukturu polyuretanů. Díky způsobu polyadice se z pěny neuvolňují časem žádné životnímu prostředí škodlivé látky, materiál je vhodný např. i pro potravinářský průmysl. Při vlastním chemickém procesu výroby nevznikají žádné tuhé odpady. Největší množství odpadu z výrobního procesu vzniká při zpěňování, jako přetoky u forem, zmetky, odstřihy apod. Tento odpad slouží většinou k výrobě recyklovaných pěn, používaných

většinou jako izolační materiál do stavebnictví, v automobilovém průmyslu atd.

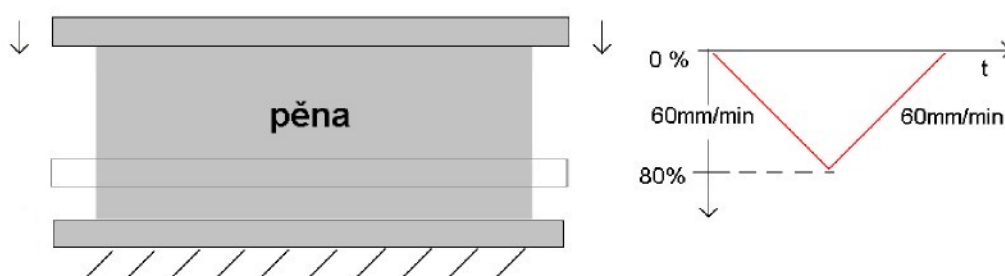
Poměrem i koncentrací polyolu a izokyanátu lze měnit vlastnosti výsledné PU pěny. Vypěnění je nejcitlivější místo při výrobě PU tvarovek. Plnění formy smíchaným roztokem musí být co nejrychlejší, jelikož ihned po smíchání obou látek dochází k chemické reakci. Výsledný výrobek by měl být homogenní – s konstantní hustotou v celém objemu. Ve skutečnosti se hustota liší řádově v jednotkách procenta. Při analýze vlastností vzorků pěn a celých sedaček se zdá být tato odchylka zanedbatelná.

2.1. Statické a dynamické vlastnosti PU pěn

PU materiál vykazuje silně nelineární chování. Silová odezva při stlačování vzorku je nejen závislá na deformaci, ale i na rychlosti deformace. Závislost napětí na deformaci při stlačování a odlehčování materiálu tvoří hysterezní křivku. Tento jev je způsoben destrukcí pórů materiálu a jejich následnému obnovení. Velmi komplikované chování PU pěna vykazuje při dlouhodobém zatěžování, kde dochází k destrukci pórů materiálu, které nejsou schopny se rychle obnovit. Tento jev se nazývá relaxace. PU pěny se dají rozdělit podle hustoty, tuhosti, tvrdosti atd. Obecně platí, že dvě pěny se stejnou hustotou nemusejí mít stejnou tuhost, tvrdost atd. Tuhost je definována jako směrnice závislosti napětí na deformaci. Definice tvrdosti vychází z tuhostní charakteristiky, kde se příslušné deformaci přiřadí příslušné napětí. Většinou se udává jako velikost silového účinku při deformacích mezi 20 až 80 %. Pro dostatečný popis vlastností PU pěny je potřeba znát její hustotu, tuhostní charakteristiky pro různé rychlosti deformace (z naměřených charakteristik je možné odečíst hodnoty napětí – analýza tvrdosti), při kinematickém buzení přenosové amplitudové a fázové charakteristiky. Přístupů k popsání vlastností nelineárních materiálů je mnoho, ale v zásadě jsou si velmi podobné a liší se pouze způsobem měření, analýzou výsledků, metodikou zpracování vzorků, velikostí vzorků atd.

2.1.1. Statické vlastnosti PU pěny

Statické charakteristiky elastických materiálů se určují pomocí statických zkoušek, kdy je testovaný vzorek namáhán velmi malou rychlostí deformace. Výsledný průběh síly (napětí) a deformace udává statickou charakteristiku. Vzorek byl umístěn mezi dvě ocelové desky. Spodní deska je pevně uchycena a horní deska je spojena s pojezdem trhačky (obr. 2.1.1). Byla použita elektromechanická trhačka (obr. 2.1.2).



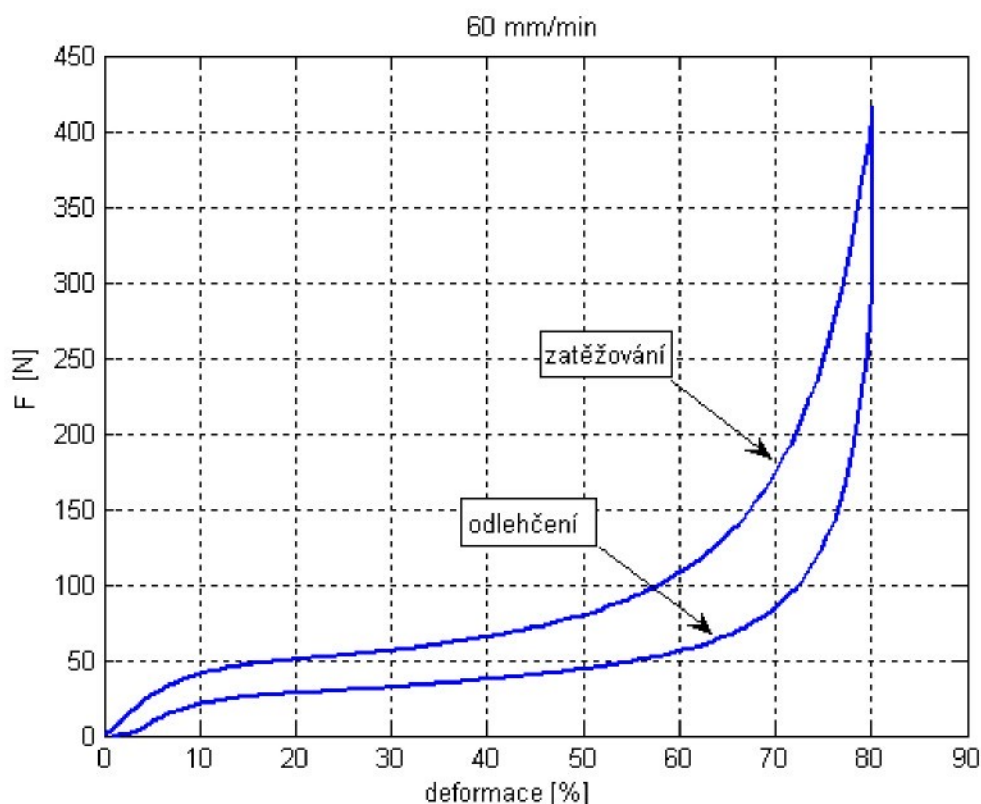
Obr. 2.1.1: Popis experimentu



Obr. 2.1.2: Elektromechanická trhačka

Byl použit vzorek polyuretanové pěny o rozměrech 100 x 100 x 50 mm. Rychlost pojezdu byla zvolena 60 mm/min do 80 % deformace (40 mm).

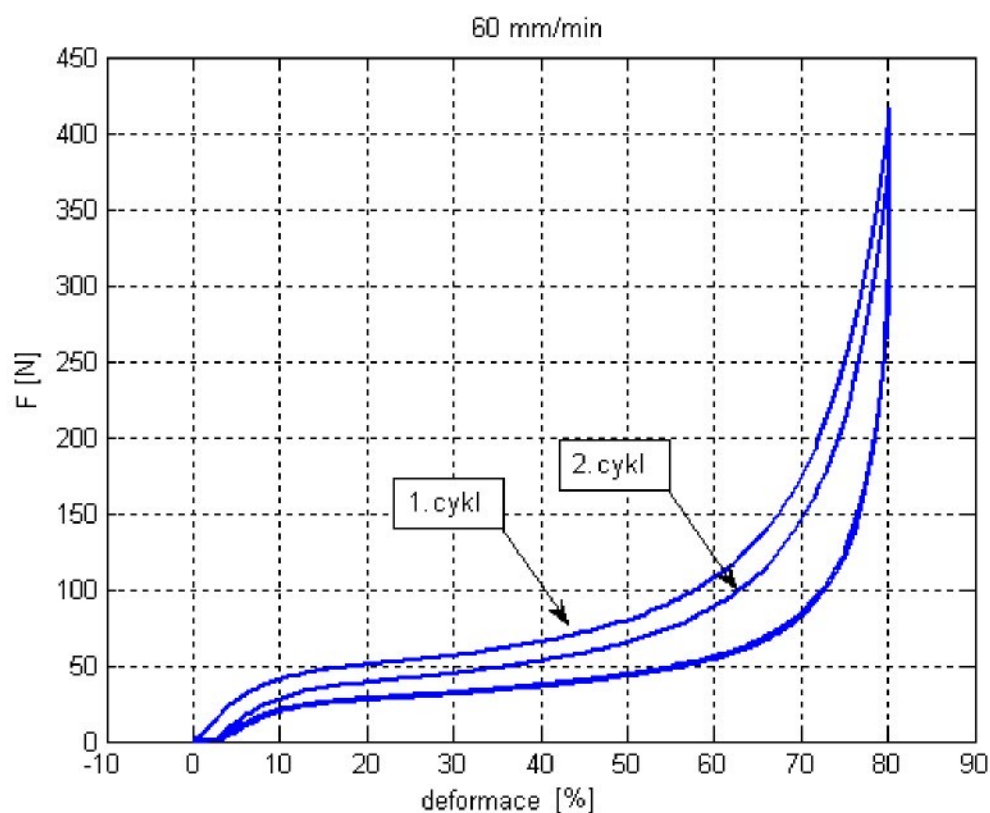
Na obr. 2.1.3 je znázorněn průběh měřeného silového účinku na deformaci.



Obr. 2.1.3: Průběh silového účinku na deformaci

Z grafu vyplývá, že PU pěna má silně nelineární průběh síly na deformaci. Zatěžovací a odlehčovací křivky tvoří hysterezní smyčku. Plocha vymezená touto hysterezní smyčkou představuje velikost tlumení v materiálu. Při zatěžování PU pěny dochází k deformaci buněk uvnitř materiálu a tyto buňky se nestačí vrátit zpět do svého původního tvaru před deformací.

Při cyklickém zatěžování dochází k deformaci dalších buněk a materiál získává odlišné vlastnosti než před začátkem zatěžování. Na obr. 2.1.4 je uveden průběh dvou stejných cyklů zatěžování a odlehčení vzorku PU pěny. Ve druhém cyklu je patrný úbytek silového účinku při zatěžování. Průběhy pro odlehčení jsou pro oba cykly téměř shodné.



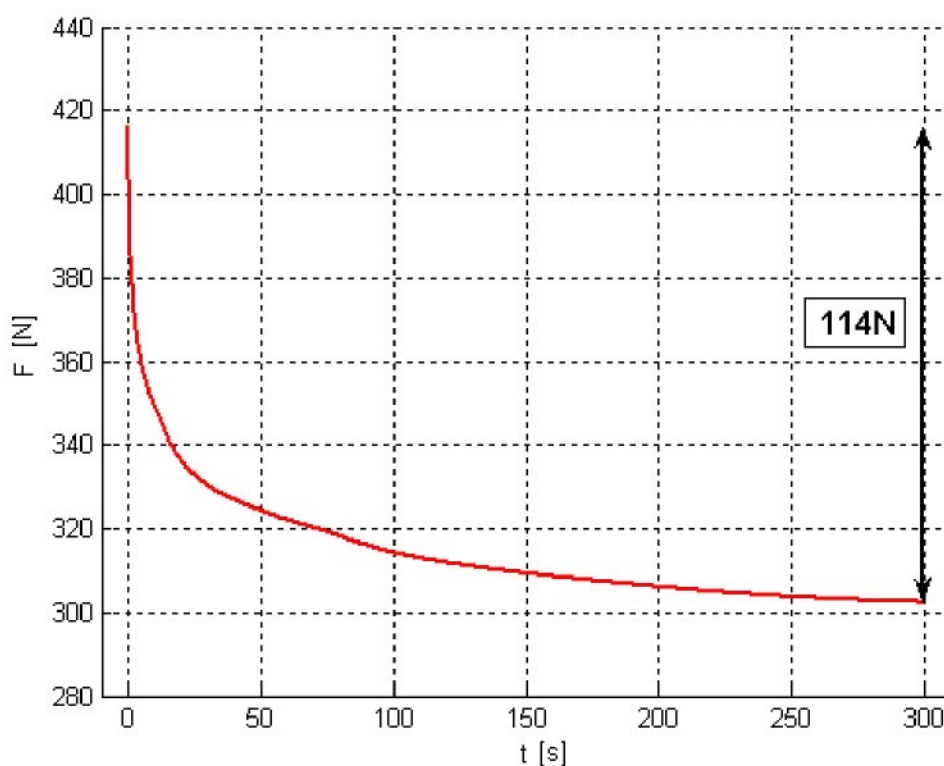
Obr. 2.1.4: Průběh silového účinku na deformaci pro dva stejné cykly

PU pěna má visko elastické vlastnosti. Kombinuje vlastnosti pevné a kapalné látky. Při krátkodobých zatěžováních převažují elastické vlastnosti a při dlouhodobém zatěžování se chová jako viskózní kapalina. U většiny visko elastických materiálů nelze nalézt hranici mezi kapalnou a pevnou fází. Statické vlastnosti PU pěn závisí na elastickém i viskózním chování.

Díky viskóznímu chování dochází ke dvěma významným dějům při dlouhodobém zatěžování PU pěn:

1. Je-li pěna trvale deformována, pak v ní časem dochází k poklesu napětí. Tento jev je označován jako **relaxace napětí**.
2. Je-li pěna trvale zatěžována konstantním napětím, dochází k rovnoměrnému zvyšování deformace s časem. Časovou deformaci při konstantní hodnotě napětí nazýváme **tečením**.

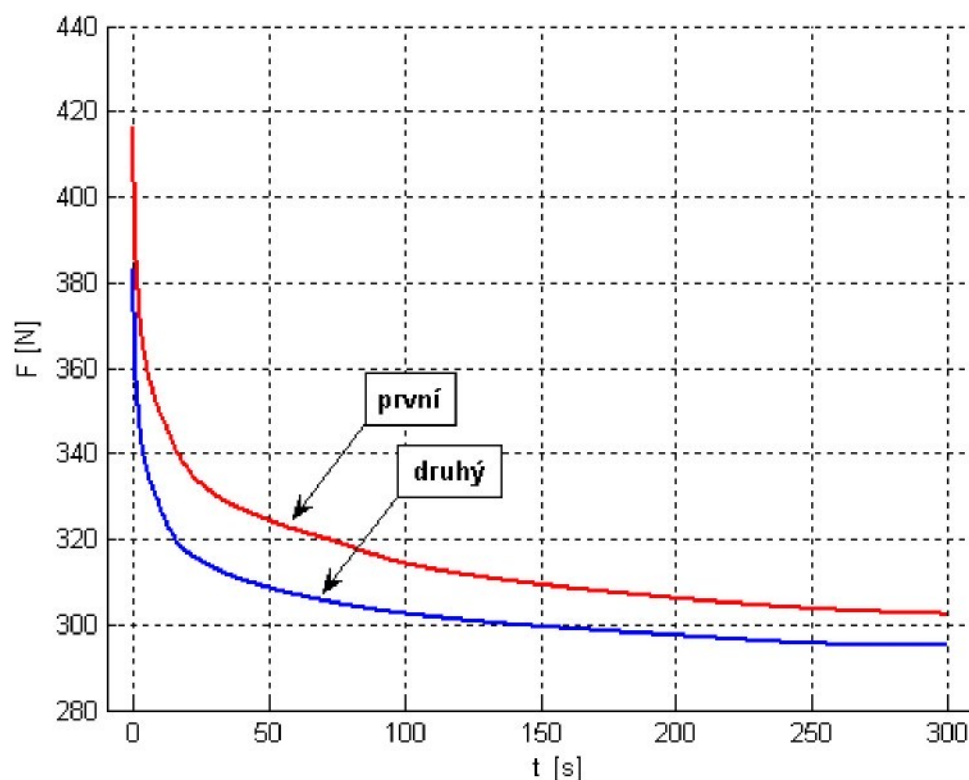
Byl proveden experiment na shodném testovacím zařízení a byl použit shodný vzorek PU pěny. Kvůli relaxaci napětí a tečení materiálu je nutné vzorky PU pěn vždy nechat „obnovit“. Aby byl tento proces účinný, je potřeba vzorky uložit do místnosti s pokojovou teplotou a vlhkostí, a následně nechat v klidu minimálně 24 hodin po namáhání. Obnovený vzorek byl testován stejným způsobem jako v předchozím experimentu s tím rozdílem, že při dosažení 80% deformace se čelisti nevrátily do původní polohy. Vzorek byl namáhán konstantní deformací po dobu 5 minut. Pokles napětí je velmi výrazný na začátku působení konstantní deformace (obr. 2.1.5).



Obr. 2.1.5: Úbytek silového účinku (relaxace napětí)

Relaxace napětí způsobila pokles silového účinku o 114 N (obr. 2.1.5), čili 27 % z maximální síly 416N.

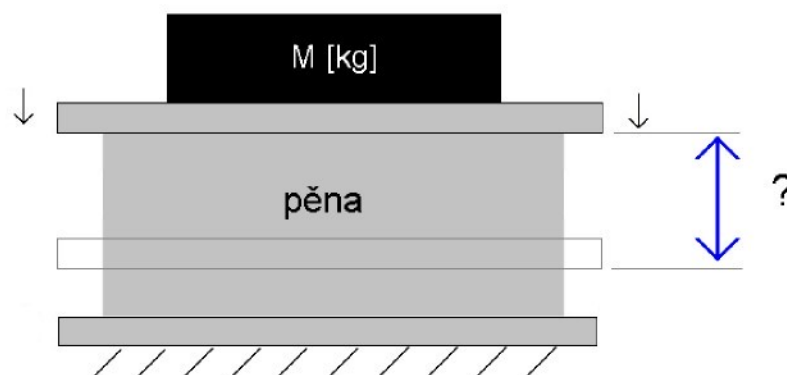
Zda-li vzorek odlehčíme, znova stlačíme na 80 % deformaci a při této konstantní deformaci opět sledujeme relaxaci napětí, je pokles silového účinku menší než při prvním stlačení (obr. 2.1.6).



Obr. 2.1.5: Úbytek silového účinku (relaxace napětí) pro dva stejné cykly

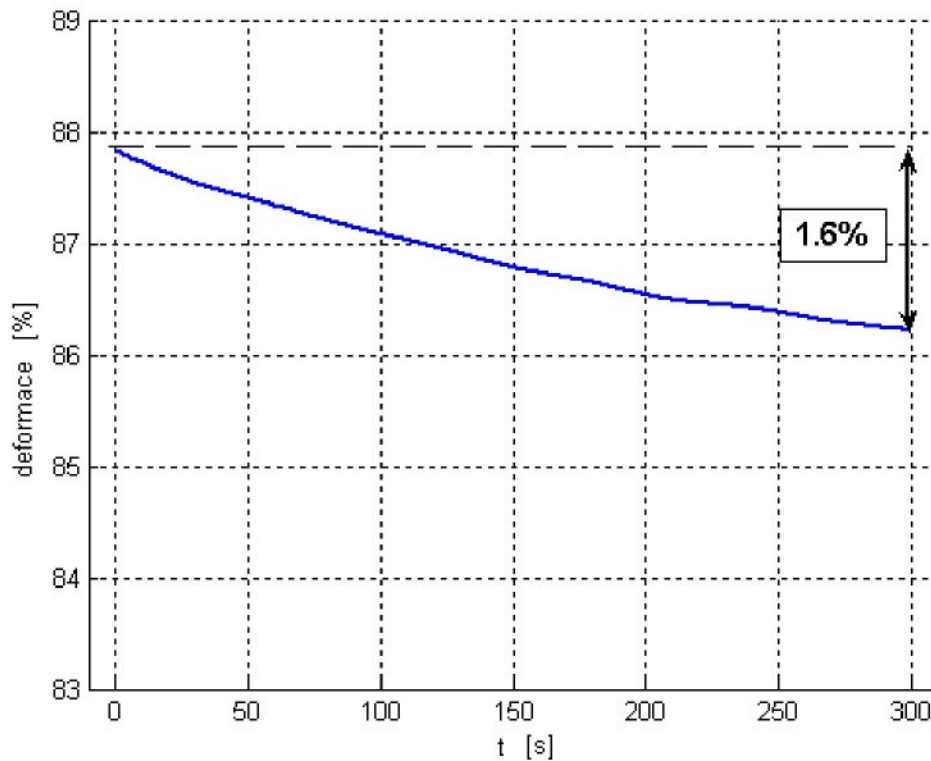
Deformace buněk uvnitř PU materiálu probíhá i při druhém stlačení na 80 % deformaci. V okamžiku dosažení maximální hodnoty deformace činí rozdíl 31 N. Po relaxační době 5 minut se rozdíl zmenšil na 7.2 N.

Pro demonstraci tečení PU materiálu byl vzorek zatěžován konstantní silou (hmotností závaží). Experiment je znázorněn na obr. 2.1.6.



Obr. 2.1.6: Popis experimentu

Vzorek pěny byl umístěn mezi dvě ocelové desky. Jedna z desek je pevná a druhá je pevně spojena s pojezdem. Na pohyblivou desku bylo umístěno závaží. V průběhu experimentu byl zaznamenáván zdvih pohyblivé desky. Změna deformace vzorku v čase je na obr. 2.1.7.



Obr. 2.1.7: Změna deformace (tečení materiálu)

V čase $t = 0$ s bylo již závaží v rovnovážné poloze s počáteční deformací 87.8 %. Po 5 minutách deformace klesla na 86.2 %.

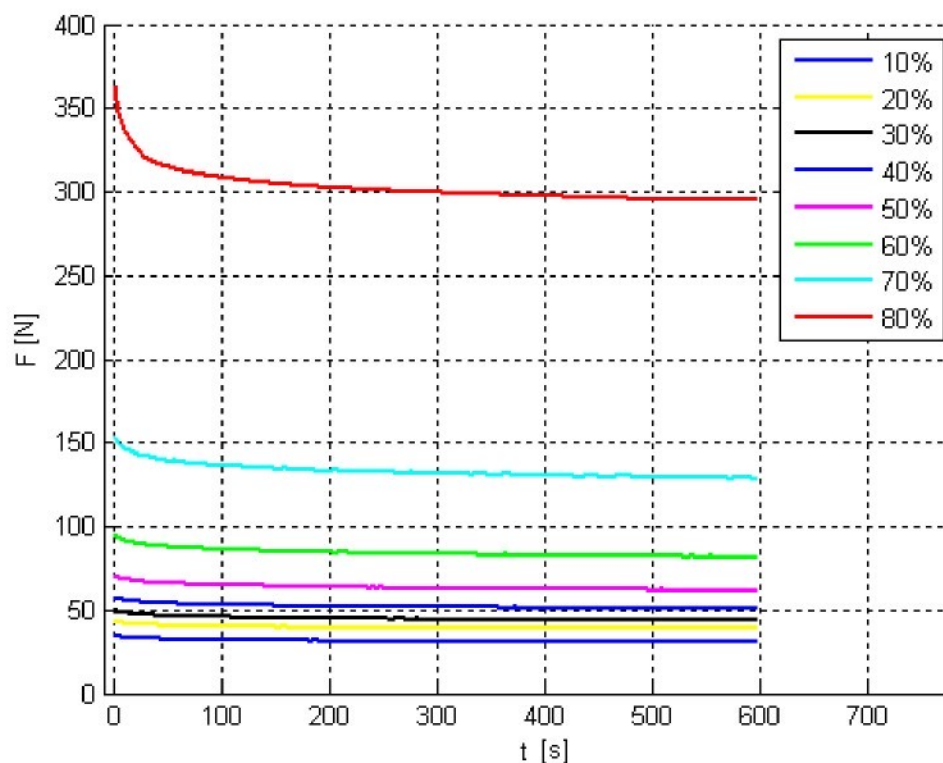
Statická charakteristika PU materiálu závisí na obou vlastnostech – **elastické** i **viskózní**.

Z hlediska komfortu sezení, kde lidské tělo zatěžuje automobilovou sedačku řádově desítky minut až hodin, se zdají být počáteční špičky napětí a deformace zcela nevýznamné. Díky viskozitě jsou různé přístupy k analýze statické charakteristiky PU pěn:

1. Získání statické charakteristiky při konstantní **deformaci** (relaxace napětí) – **Metodika 1**
2. Získání statické charakteristiky při konstantním **napětí** (tečení) – **Metodika 2**

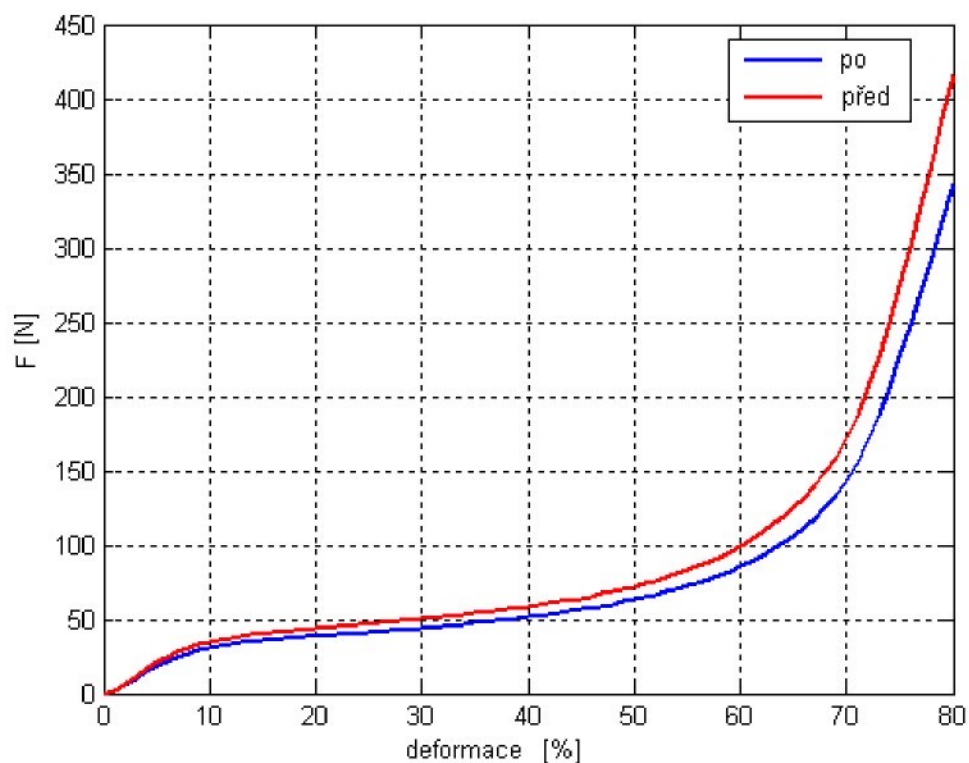
V této práci řeším interakci automobilové sedačky a člověka z pohledu kvality sezení. Bylo nutné navrhnout metodiku měření pro získání statických charakteristik po relaxaci.

Měření statické charakteristiky pomocí konstantní deformace bylo prováděno na stejném pracovišti s elektromechanickou trhačkou. Vzorek PU pěny byl zatěžován několika hladinami konstantní deformace po dobu 10 minut. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 2.1.8.



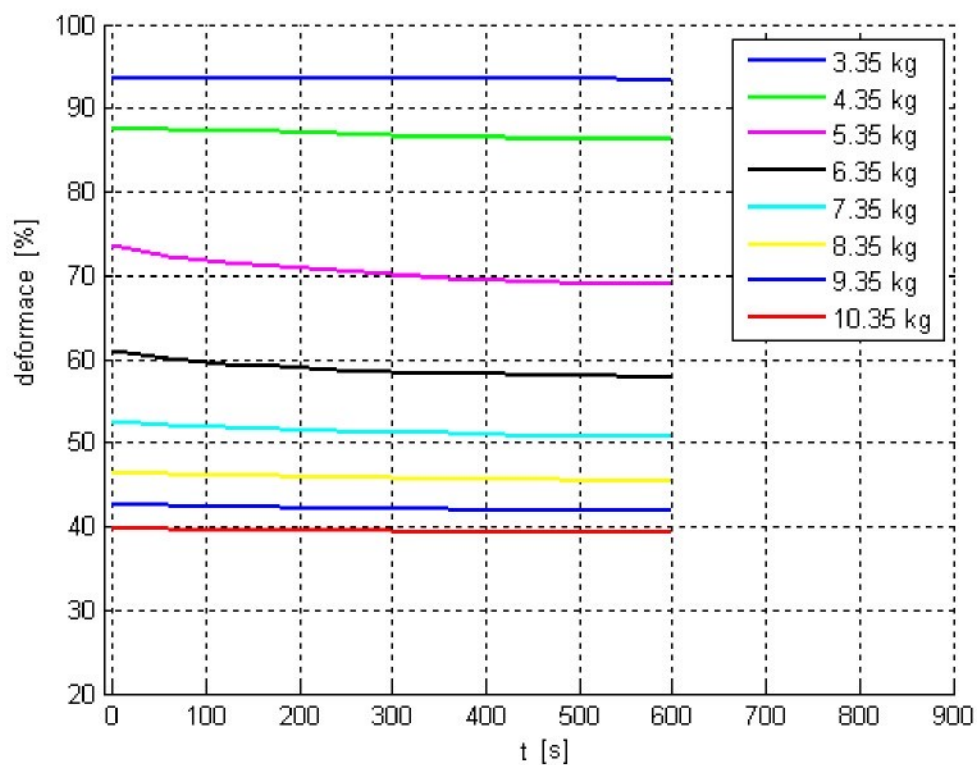
Obr. 2.1.8: Úbytek silového účinku (relaxace napětí) pro různé velikosti konstantní deformace

Závislost síly na deformaci je uvedena na obr. 2.1.9. Zde jsou uvedeny průběhy před a po relaxaci.

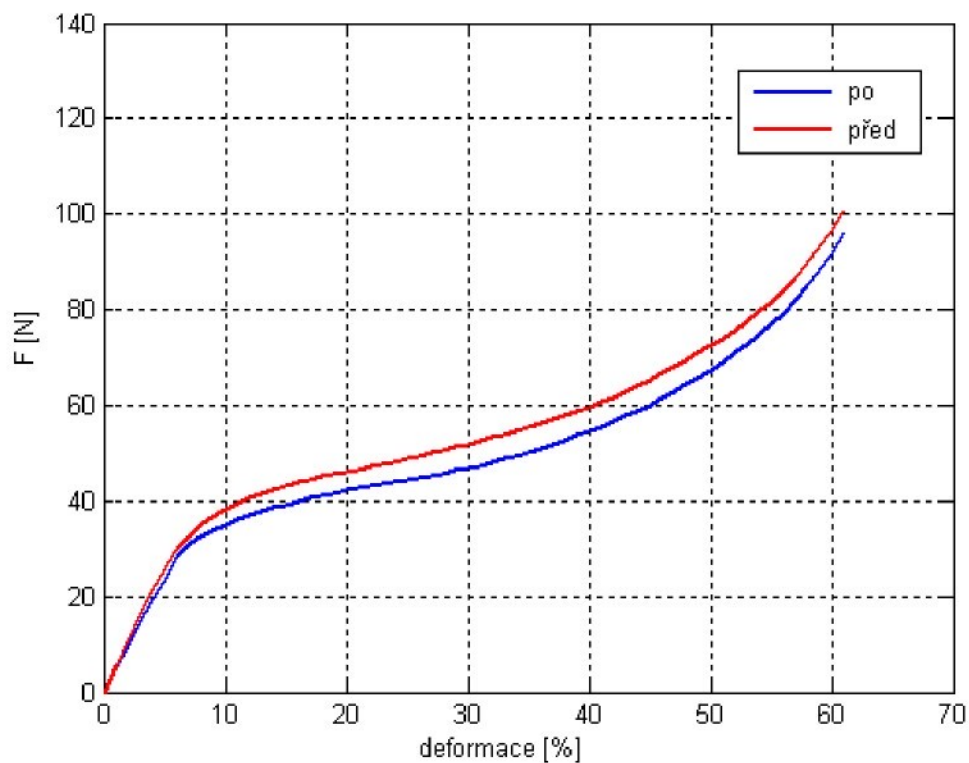


Obr. 2.1.9: Závislosti síly na deformaci před a po relaxaci napětí

Byly provedeny dva druhy experimentů. Při druhém experimentu byl vzorek zatěžován konstantní silou představující závaží na pohyblivé desce spojené s pojezdy. Měření byla prováděna pro několik velikostí závaží. Analýza výsledků je zobrazena na obr. 2.1.10 a 2.1.11.

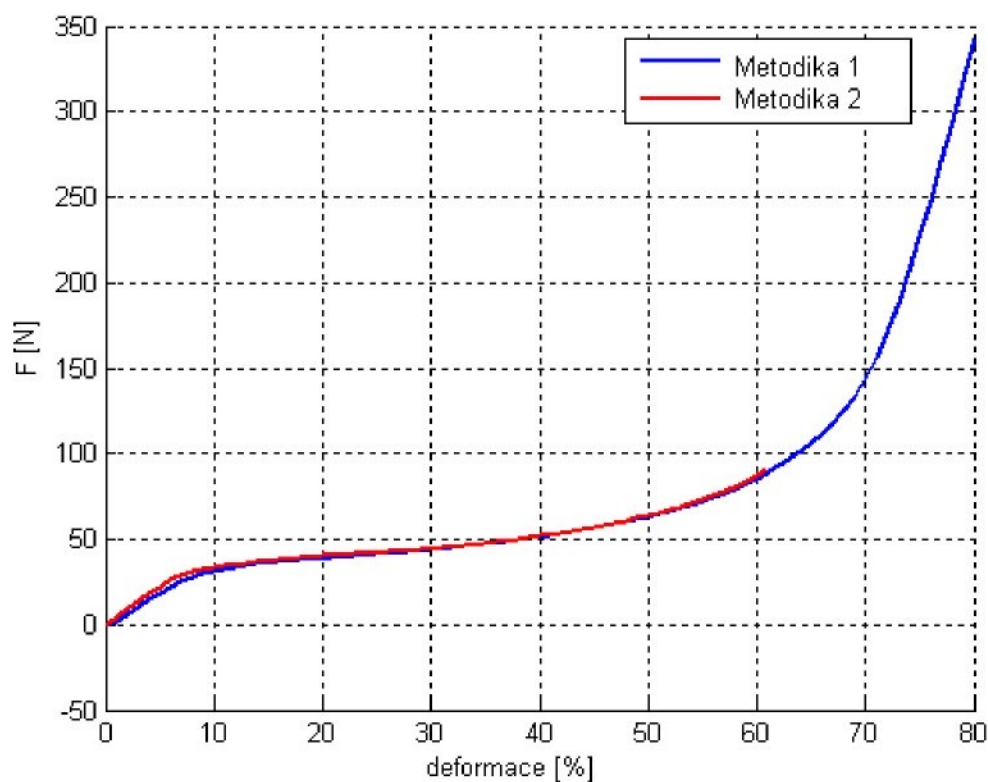


Obr. 2.1.10: Změna deformace (tečení materiálu) pro různé velikosti zatížení



Obr. 2.1.11: Závislosti síly na deformaci před a po tečení materiálu

Porovnáním obou metodik získání statické charakteristiky (obr. 2.1.12) zjistíme, že křivky jsou téměř shodné. Pro získání informací v oblasti s deformacemi vyššími než 60 % se jeví vhodnější první metodika – použití konstantní deformace.



Obr. 2.1.12: Porovnání výsledků Metodiky 1 a Metodiky 2

2.1.2. Dynamické vlastnosti PU pěn

Analýza dynamických vlastností PU materiálu je velmi důležitá z hlediska dlouhodobého komfortu sezení, při prudkých přejezdech překážek, bezpečnosti (z hlediska prosednutí PU pěny při nárazech) atd.

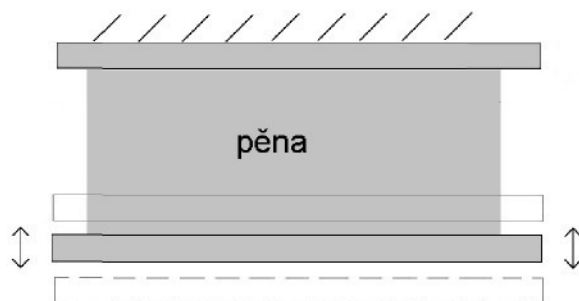
PU materiál má díky svým elastickým a viskózním vlastnostem velmi nelineární chování. Tato kapitola se bude zabývat popsáním těchto vlastností a návrhem a analýzou testovacích metodik.

Dynamické namáhání lze rozdělit do dvou kategorií

- **Dynamické namáhání proti tuhé podložce**
- **Dynamické namáhání se zátěží**

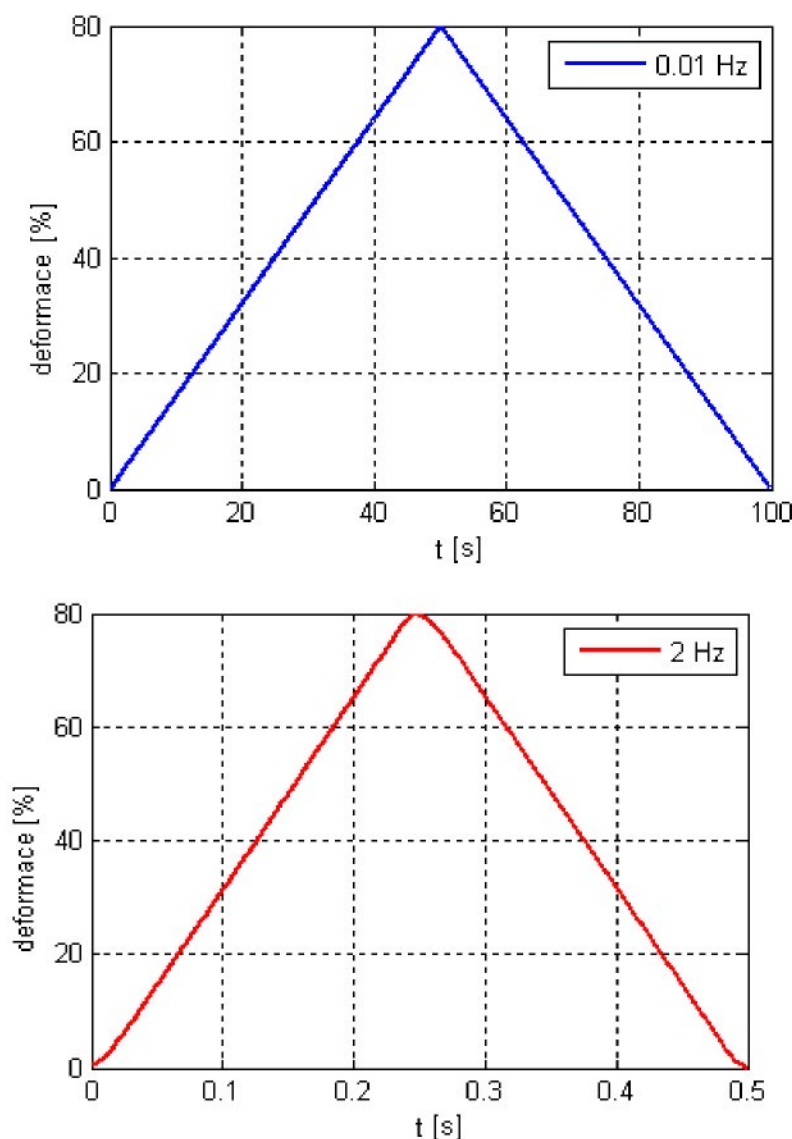
Dynamické namáhání proti tuhé podložce

Při dynamickém namáhání proti tuhé podložce lze analyzovat základní vlastnosti dynamického chování PU materiálu. Byl sestaven experiment (obr. 2.1.13), kde mezi dvě ocelové desky byl umístěn zkoušený vzorek. Dolní ocelová deska je pevně spojena s hydrodynamickým válcem a horní deska je pevně upevněna k rámu. Tento experiment byl proveden se vzorkem PU pěny o rozměrech 100 x 100 x 50 mm.



Obr. 2.1.13: Popis experimentu

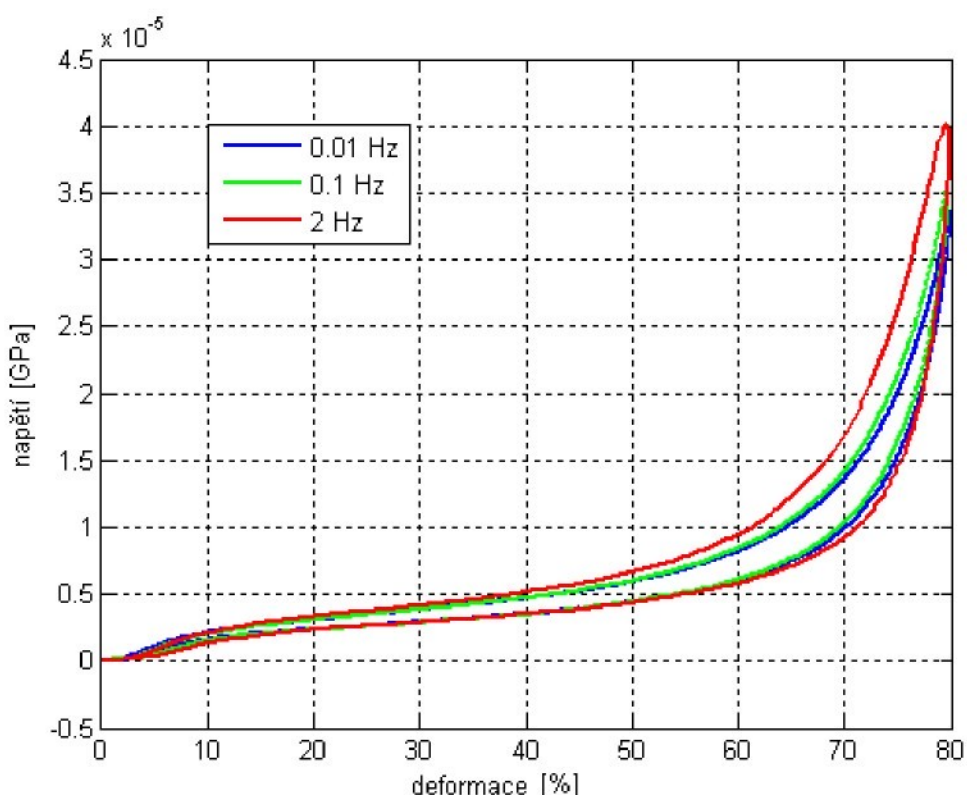
Snímač síly je spojen z jedné strany k horní ocelové desce a z druhé strany k rámu. Z této měřicí platformy je možné analyzovat průběh silového účinku a zdvih válce (deformaci vzorku PU pěny). Výstupem experimentu jsou průběhy síly a zdvihu v čase, čili tuhostní charakteristiky při různých frekvencích trojúhelníkového testovacího signálu s amplitudou odpovídající maximální 80 % deformaci měřeného vzorku. Frekvence testovacího signálu je omezena možnostmi hydrodynamického válce, který je schopen maximální rychlosti 2 m/s. Průběh testovacího signálu je zobrazen na obr. 2.1.14.



Obr. 2.1.14: Testovací signály

Z grafu na obr. 2.1.15 vyplývá, že při rostoucí rychlosti deformace roste silový účinek a absorbovaná energie (zvětšuje se obsah vymezený hysterezní smyčkou). Lze tvrdit, že při rostoucí rychlosti deformace materiál

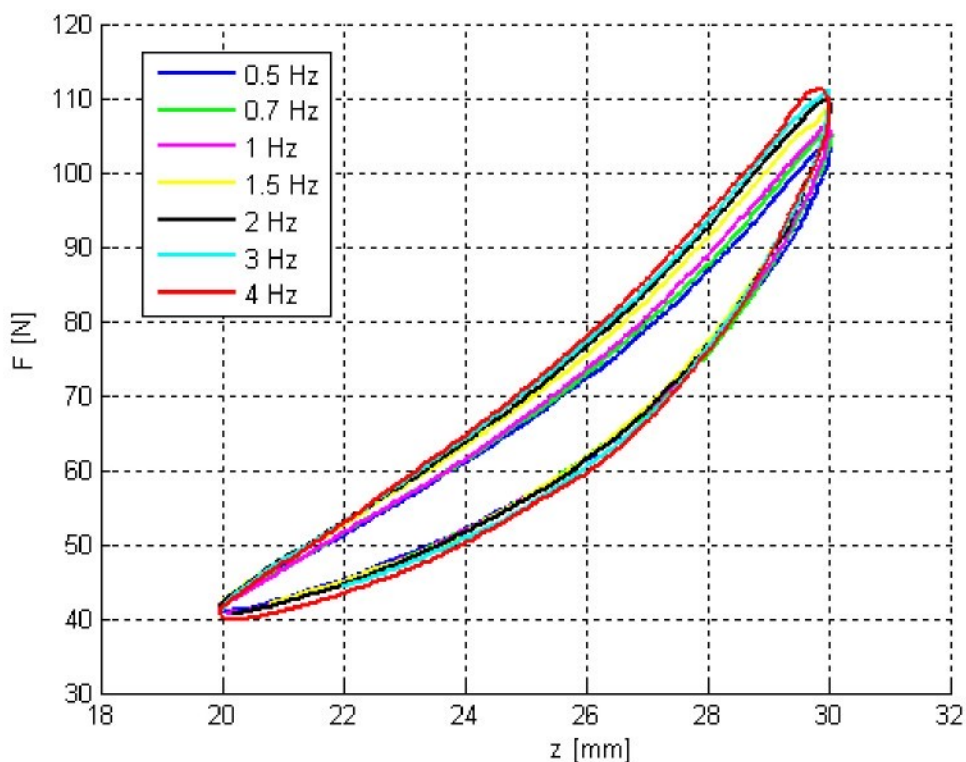
vykazuje větší tuhost. Díky viskózním vlastnostem dochází u vzorku k relaxaci napětí a tečení. Pro porovnání bylo nutné testovat vzorek se stejnými vlastnostmi. Při prvním cyklu zatěžování dochází k deformaci buněk. Tyto buňky se nestačí vrátit do původního tvaru a při druhém cyklu dojde k významnému úbytku silového účinku. Toto měření bylo prováděno na vzorku po časových intervalech nutných k obnovení vnitřní struktury PU materiálu.



Obr. 2.1.15: Zatěžování vzorku z PU pěny proti tuhé podložce různými rychlostmi deformace

Z naměřených charakteristik vyplývá, že PU materiál vykazuje silně nelineární chování při zatěžování a uvolňování. Při zvyšování rychlosti deformace vykazuje materiál větší tuhost a tlumicí efekt. PU materiál se zdá být vhodný jako vibro-izolační materiál do automobilových sedaček právě kvůli zvyšujícímu se silovému účinku při rostoucí rychlosti deformace. Při rychlých změnách deformace (prudké změně rychlosti) sedačka tuhne – projevují se její tlumicí (viskózní) vlastnosti. Silová odezva je tedy závislá na deformaci a rychlosti deformace. Křivka pro odlehčení je při různých rychlostech téměř shodná.

Při testování vzorku trojúhelníkovým signálem s amplitudou 20 mm, což odpovídá deformaci od 0 do 80 %, jsme omezeni maximální možnou rychlostí hydraulického válce, který je schopen dodržet žádanou amplitudu do 2 Hz. Nepředpokládá se, že se dosáhne této amplitudy s touto frekvencí při reálné jízdě. Tento experiment měl dokázat dynamické chování PU pěny jako materiál s nelineárními elastickými a viskózními vlastnostmi. Pro dosažení vyšších frekvencí byla snížena amplituda na 5 mm. Pro získání informací při počátečním předpětí byl vzorek stlačen na 50 % deformaci. Před provedením dynamické zkoušky bylo nutné nechat vzorek relaxovat po dobu minimálně 30 minut. Jako testovací signál byl použit sinus o frekvencích 0,5 až 4 Hz. Naměřené hodnoty jsou uvedeny na obr. Byla měřena první perioda testovacího signálu. Kvůli viskózním vlastnostem bylo nutné opět vzorek obnovit po dobu minimálně 30 minut při zachované deformaci 50 %. Z analýzy charakteristik (obr. 2.1.16) vyplývá opět závislost silového účinku na deformaci a rychlosti deformace.

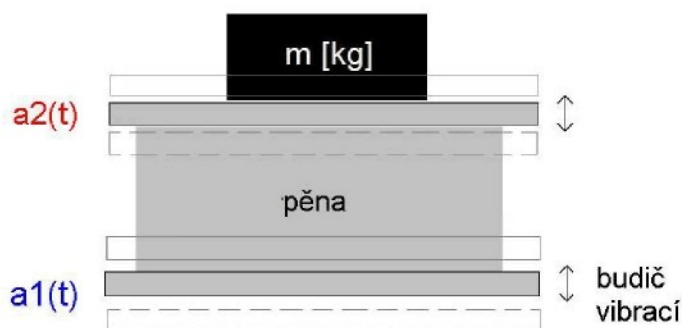


Obr. 2.1.16: Zatěžování vzorku z PU pěny proti tuhé podložce různými rychlostmi deformace s počátečním stlačením 25mm

Chceme-li zkoumat vlastnosti PU materiálu z hlediska komfortu sezení, je potřeba podrobit vzorek testům simulujícím sedícího člověka na sedačce.

Dynamické namáhání se zátěží

Tento experiment by měl simulovat hmotu zatěžující vzorek PU pěny podobně jako ve skutečnosti zatěžuje sedák lidské tělo. Vzorek PU pěny je umístěn na ocelovou desku pevně spjatou s hydraulickým válcem. Vrchní ocelová deska je spojena s pojezdy, na které jsou umístěna závaží (obr. 2.1.17 a 2.1.18).

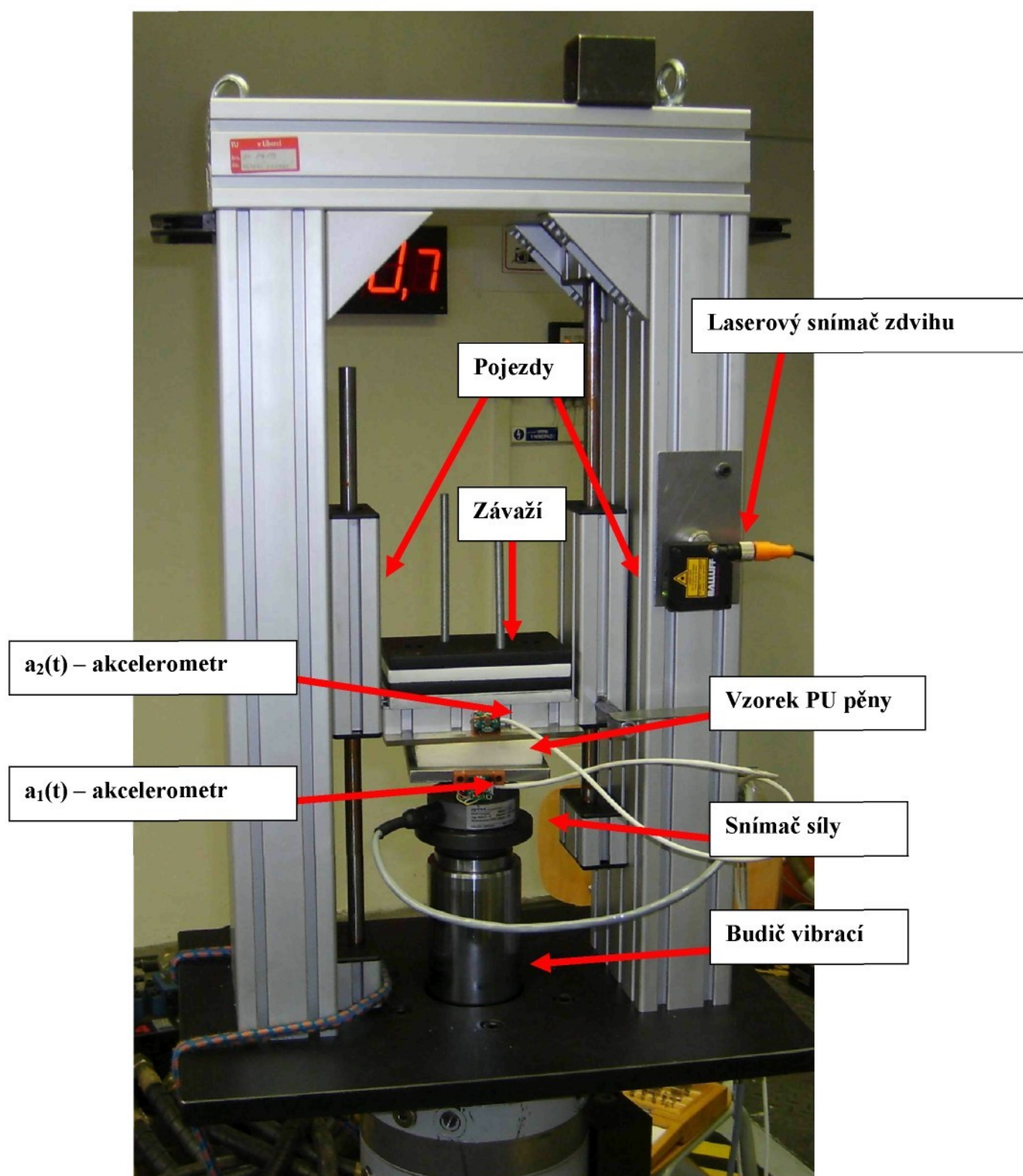


Obr. 2.1.17: Popis experimentu

Pro zjištění přenosové charakteristiky jsou umístěny snímače zrychlení na obou ocelových deskách, mezi kterými je umístěn vzorek PU pěny. Zrychlení vstupních vibrací je značeno jako $a_1(t)$ a zrychlení na horní ocelové desce je značeno $a_2(t)$.

Snímače zrychlení jsou shodného typu ADXL203 od firmy ANALOG DEVICE. Tyto akcelerometry jsou vyrobeny technologií MEMS (Micro-Electro-Mechanical Systems). MEMS technologie umožňuje umístění mikro-mechanických prvků na křemíkovou bázi moderních výrobních metod. Snímače jsou schopny měřit statické i dynamické zrychlení od 0 do 50 Hz.

V průběhu experimentu je zaznamenávána ještě poloha horní desky pomocí laserového snímače a silová odezva snímačem síly umístěným mezi dolní ocelovou deskou a pístnicí hydraulického válce. Díky znalosti průběhů zdvihu (deformace) a síly lze současně s měřením přenosových charakteristik získat statickou charakteristiku při konstantním napětí.



Obr. 2.1.18: Popis experimentu a umístění snímačů

Testovací signály

Problematiku generování testovacích signálů popisuje podrobně kapitola 1.3. Pro buzení vzorku PU pěny byly použity všechny tři typy testovacích signálů:

1. **Stacionární periodický signál** (viz kapitola 1.3 obr. 1.3.1)
2. **Stacionární neperiodický signál** (viz kapitola 1.3 obr. 1.3.4)
3. **Nestacionární neperiodický signál** (viz kapitola 1.3 obr. 1.3.6)

Získání přenosové charakteristiky vzorku PU pěny pomocí analýzy zrychlení

Díky použití spojitého testovacího signálu obsahujícímu požadované frekvenční spektrum, lze provádět analýzu zrychlení zpracováním jednoho souboru se záznamem naměřených dat. Pro získání přenosové charakteristiky je potřeba provést analýzu vibrací ($\mathbf{a}_1(\mathbf{t})$ a $\mathbf{a}_2(\mathbf{t})$) pomocí výkonové spektrální hustoty (PSD – Power Spectrum Density) obou signálů (viz kapitola 1).

Výkonová spektrální hustota výstupního signálu lze určit jako

$$P_{yy}(f) = P_{xx}(f) * H^2(f) \quad (2.1.1)$$

kde $\mathbf{P}_{xx}$ je odhad výkonové spektrální hustoty signálu $\mathbf{a}_1(\mathbf{t})$, $\mathbf{P}_{yy}$ je odhad výkonové spektrální hustoty signálu $\mathbf{a}_2(\mathbf{t})$ a $\mathbf{H}(\mathbf{f})$ je amplitudová přenosová charakteristika.

Z toho vyplývá, že pro výpočet amplitudové přenosové charakteristiky platí

$$H(f) = \sqrt{\frac{P_{yy}(f)}{P_{xx}(f)}} \quad (2.1.2)$$

Fázovou frekvenční charakteristiku lze určit pomocí vzájemné spektrální výkonové hustoty

$$P_{XY}(\omega) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} R_{XY}(m) e^{-j\omega m} \quad (2.1.3)$$

Kde $\mathbf{P}_{xy}$ je vzájemná výkonová spektrální hustota (CPSD), $\mathbf{R}_{xy}$ je průběh křížové korelace definován jako

$$R_{XY}(m) = E\{x_{n+m} y_n^*\} \quad (2.1.4)$$

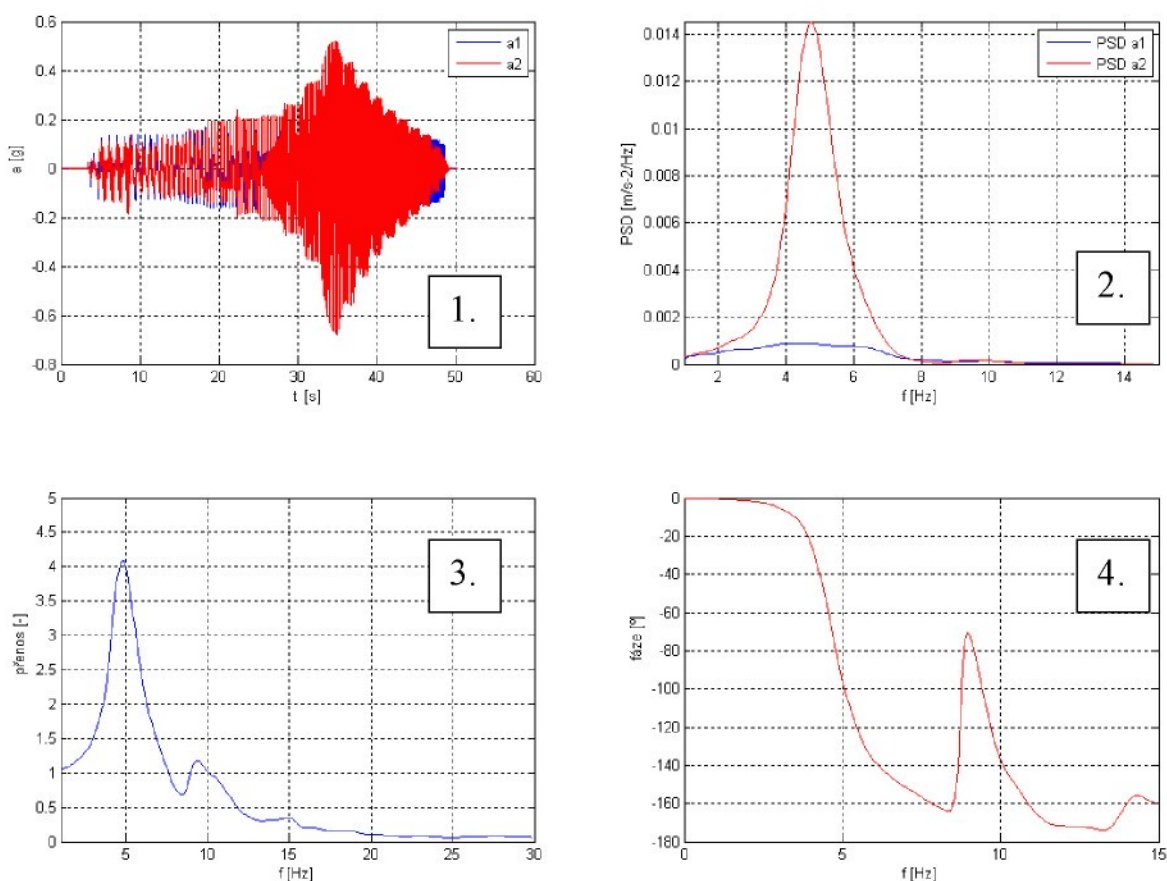
Na následujícím obr. 2.1.19 je znázorněn postup výpočtu amplitudové a fázové přenosové charakteristiky.

První graf vlevo nahoře znázorňuje průběh zrychlení $a_1(t)$ a $a_2(t)$. Naměřená data zrychlení byla filtrována FIR filtrem typu dolní propust (80-tého řádu od frekvence 30 Hz) a následně bylo provedeno frekvenční vážení dle ISO 2631 (viz kapitola 1).

Druhý graf vpravo nahoře zobrazuje odhad PSD obou průběhů $a_1(t)$ a $a_2(t)$.

Třetí graf znázorňuje průběh amplitudové přenosové charakteristiky na frekvenci.

Čtvrtý graf představuje fázovou frekvenční charakteristiku.



Obr. 2.1.19: Analýza přenosové charakteristiky

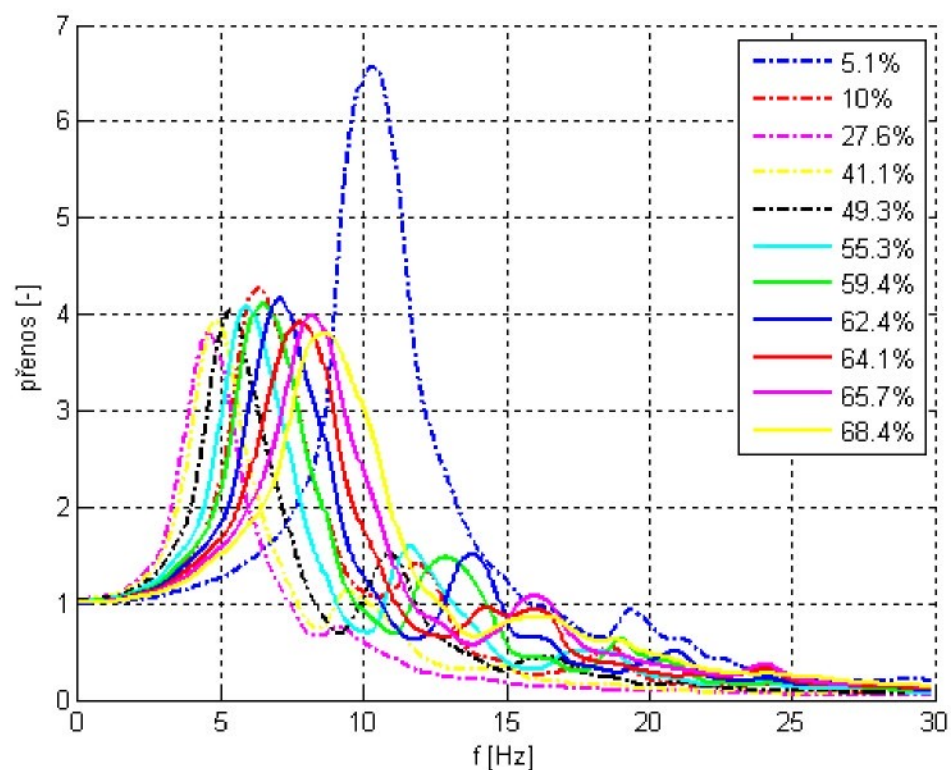
Analýza frekvenčních charakteristik vzorku PU pěny

Při zatěžování vzorku pěny konstantním napětím dochází k tečení PU materiálu. Z hlediska dlouhodobého komfortu bylo potřeba nechat vzorek kvůli jeho viskózním vlastnostem nejprve zatěžovat konstantní hmotností po dobu 10 minut. Pro podrobnější analýzu (znalost počáteční deformace při zatížení) byla platforma pro měření přenosových charakteristik osazena bezkontaktním laserovým snímačem zdvihu. Předpokládá se, že elastické a viskózní vlastnosti budou závislé na míře počáteční deformace, která závisí na zatížení konstantní silou (napětím) podle tab. 2.1.2. První hodnota v tabulce je hmotnost pojezdové desky, na kterou byla umístěna závaží od 1 kg do 10 kg.

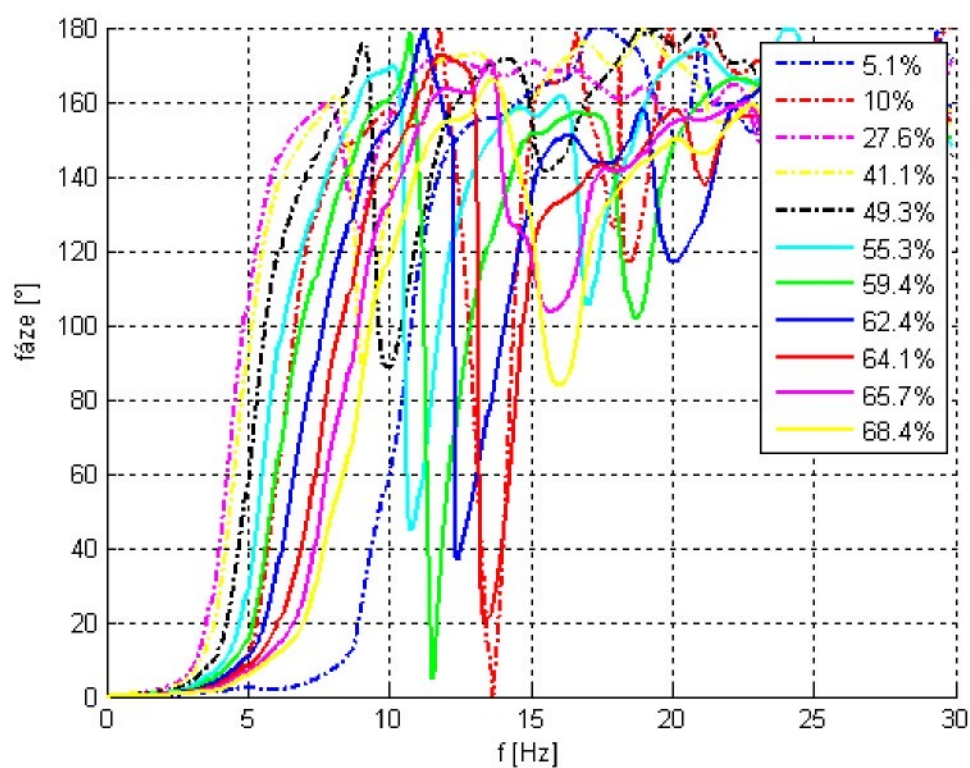
Hmotnost závaží s pojezdovou deskou [kg]										
2.35	3.35	4.35	5.35	6.35	7.35	8.35	9.35	10.35	11.35	12.35
Deformace [%]										
5.11	10.03	27.65	41.12	49.34	55.32	59.4	62.38	64.09	65.73	68.36

Tab. 2.1.2

Výsledky analýzy frekvenčních charakteristik pro vzorek SK5 jsou uvedeny na obr. 2.1.20 a 2.1.21.



Obr. 2.1.20: Analýza přenosových charakteristik pro všechna závaží

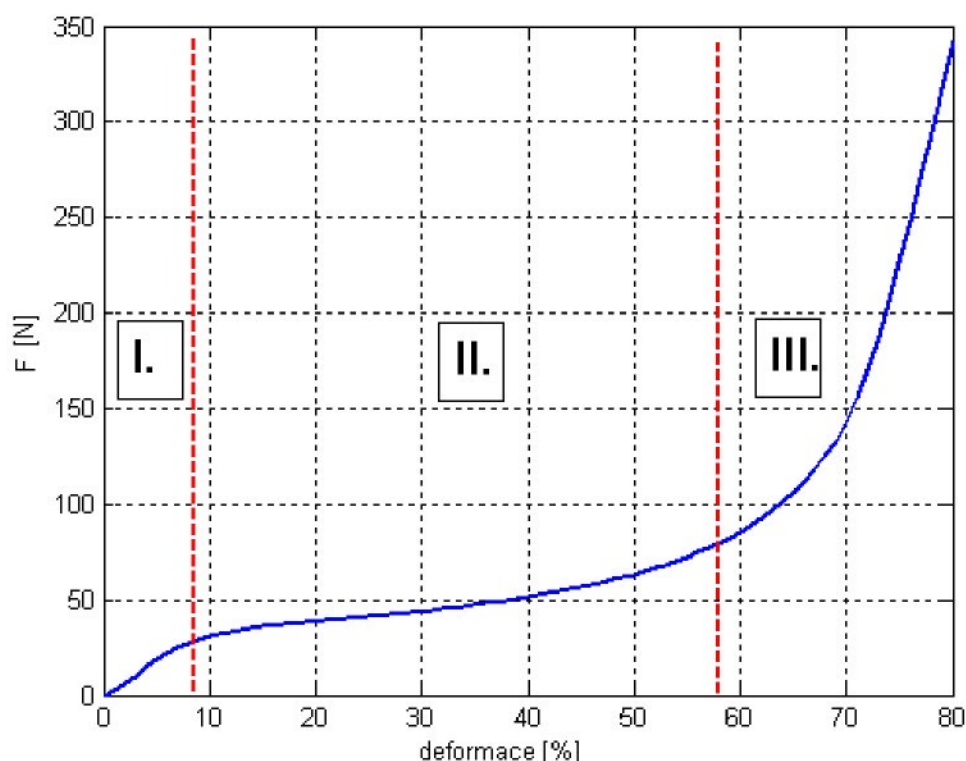


Obr. 2.1.21: Analýza fázových charakteristik pro všechna závaží

Z analýzy amplitudových a fázových charakteristik vyplývá, že vlastní (rezonanční) frekvence je závislá na velikosti konstantního napětí (deformace) v rovnovážné poloze. Vlastní frekvence pro deformace od 0 do 70 % se pohybují v rozmezí od 4 do 12 Hz. V tomto frekvenčním pásmu je lidské tělo velmi sensitivní na vibrace ve vertikálním směru. Zde se jedná o zatěžování vzorku o velikosti 100 x 100 x 50 mm s konstantním rozložením (distribucí) napětí (tlaku) v ploše. Lze předpokládat, že vlastní frekvence zátěže na sedačce bude záviset na její hmotnosti (deformaci PU sedáku). Tvar sedáku, přesněji jeho výška, hraje důležitou roli při návrhu nových sedaček i z hlediska dynamického chování.

Vlastní frekvence vzorku odpovídá většinou fázovému posuvu blízko $\pi/2$.

Při postupném zvyšování konstantního napětí (hmotnosti zátěže na pojezdové desce) dochází k posunům vlastní frekvence vzorku PU pěny oběma směry. To je způsobeno nelineárním průběhem silového účinku (napětí) v závislosti na deformaci.



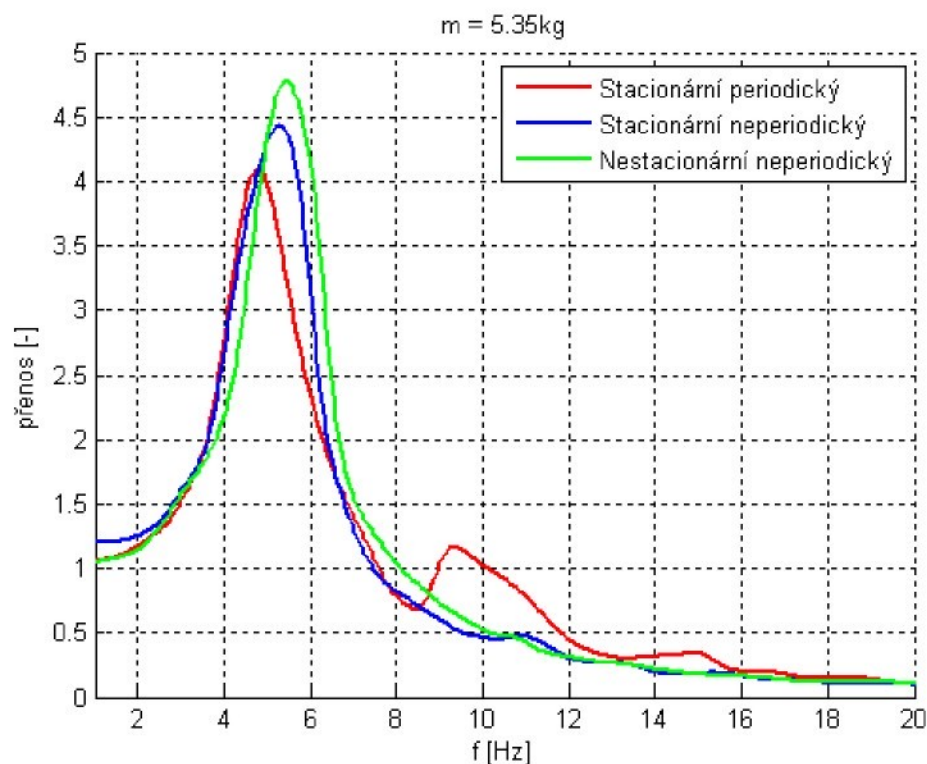
Obr. 2.1.22: Závislost silové odezvy na deformaci – rozdělení do tří oblastí

Závislost silové odezvy (napětí) na deformaci lze rozdělit do tří oblastí (obr. 2.1.22). První oblast **I.** má skoro lineární průběh s vyšší strmostí (tuhostí), která způsobuje vyšší zesílení v přenosových charakteristikách. Druhá oblast **II.** má nejnižší strmost (tuhost). Pro tuto oblast se pohybují zesílení při vlastní frekvenci přenosových charakteristik okolo čtyř. Výrobci automobilových sedaček doporučují, aby se lidské tělo sedící na sedačce, zatěžovalo sedačku nejlépe v oblasti **II.** Třetí oblast má nelineární průběh a razantně roste strmost (tuhost). Z hlediska dynamického chování v této oblasti dochází k růstu tlumení v PU materiálu. Při zvyšování tuhosti by mělo růst i zesílení při vlastní frekvenci přenosové charakteristiky. Z analýzy amplitudové charakteristiky vyplývá, že tlumící vlastnosti PU materiálu se významně zvyšují v oblasti **III.** Tato oblast ale není vhodná z hlediska komfortu či kvality sezení, jelikož kvůli exponenciálně se zvětšujícímu silovému účinku (napětí) sedačka velmi tuhne a blíží se svými vlastnostmi k tvrdé desce. Tento případ není vhodný z důvodu rozložení (distribuce) tlaku v kontaktní zóně a z důvodu bezpečnosti (při nárazu nedochází k absorpci energie jako v oblasti **I.** a **II.**)

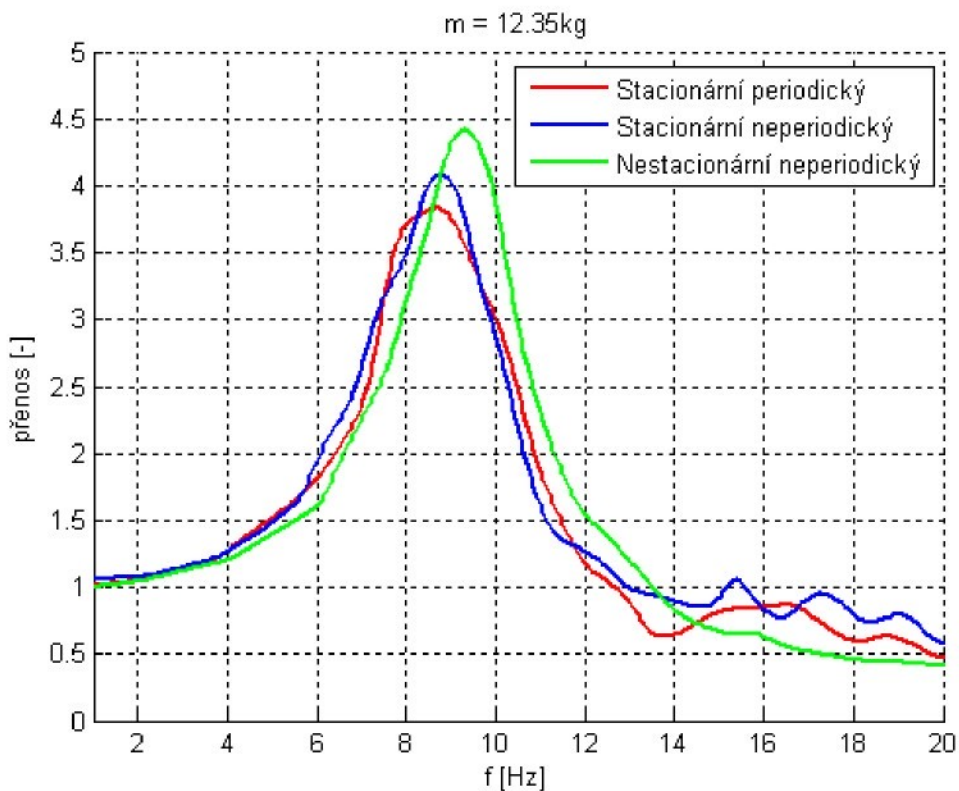
Porovnání přenosových charakteristik se stejnou zátěží buzenými různými testovacími signály

V první kapitole jsou uvedeny tři typy testovaných signálů. Při zachování stejných podmínek byly analyzovány přenosové charakteristiky s třemi různými budícími signály.

Z analýzy vyplývá, že různé signály generující vibrace mají vliv na tvar přenosové charakteristiky (obr. 2.1.23 a 2.1.24). Pro porovnávání vzorků PU pěn a sedaček je potřeba použít stejný typ testovacího signálu.



Obr. 2.1.23: Porovnání přenosových charakteristik při použití různých budících signálů pro hmotnost $m=5.35\text{kg}$



Obr. 2.1.24: Porovnání přenosových charakteristik při použití různých budících signálů pro hmotnost $m=12.35\text{kg}$

2.2. Vlastnosti potahové látky

Většina automobilových sedaček používá jako potahovou látku tkaninu. Jedná se o materiál trvanlivý, snadno vyrobitelný, s dlouhou tradicí. Pro luxusnější provedení sedaček se používají kožené či koženkové materiály. Tato kapitola se zabývá analýzou vlastností tkaného potahového materiálu (obr. 2.2.1).



Obr. 2.2.1: Potahový materiál

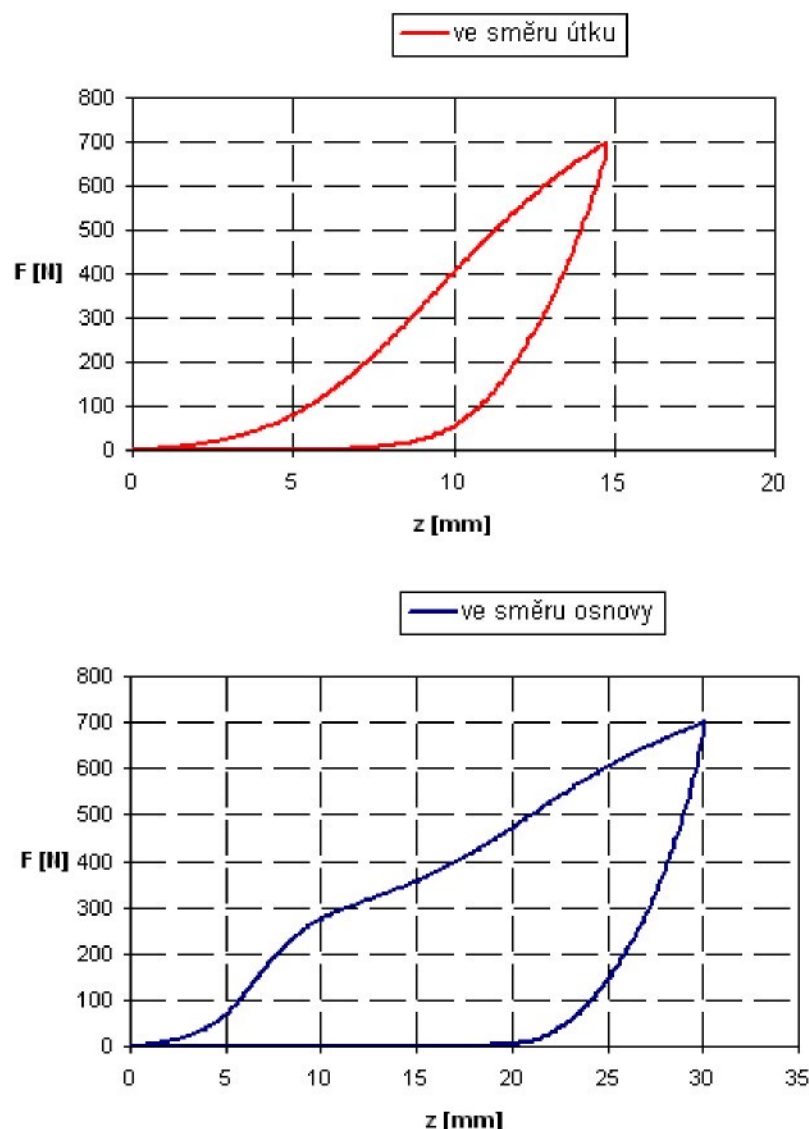
Ze skutečných sedáků byly vyříznuty vzorky potahové látky ve směru útku, osnovy a pod úhlem 45°. Tkaný materiál vykazuje v těchto směrech odlišné vlastnosti.

Velikost vzorku (50 x 150 mm) byla dostatečně velká, aby bylo možné pruh látky upnout do přípravku. Svorky přípravku jsou od sebe vzdáleny 100 mm (obr. 2.2.2).



Obr. 2.2.2: Platforma pro analýzu potahového materiálu

První sada vzorků byla vystavena destrukční zkoušce kvůli nastavení maximální síly při měření na další sadě vzorků. Při síle 2260,22 N došlo k přetržení ve směru osnovy a při síle 815,15 N došlo k přetržení ve směru útku. Maximální síla pro měření statické charakteristiky byla zvolena na 700 N. Výsledky statické analýzy potahového materiálu jsou na obr. 2.2.3.

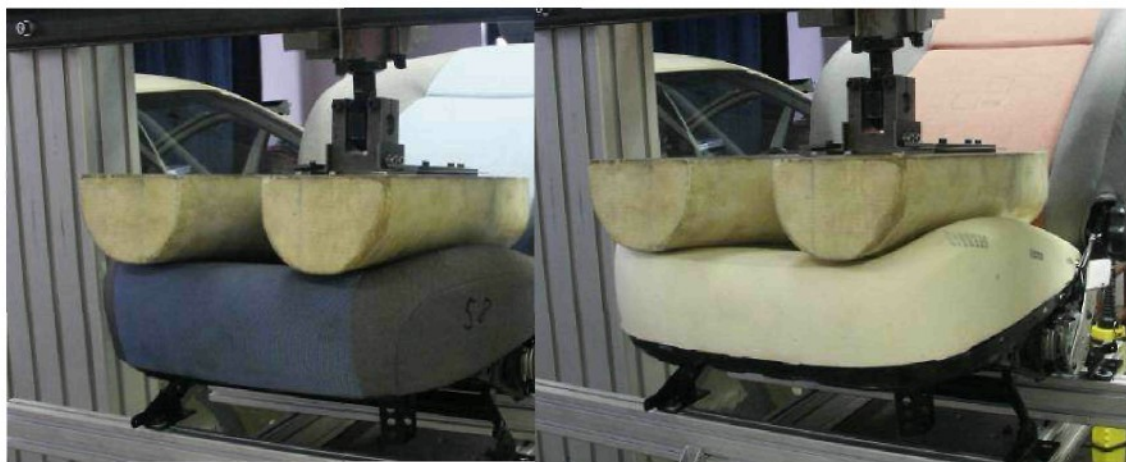


Obr. 2.2.3: Analýza vlastností potahového materiálu

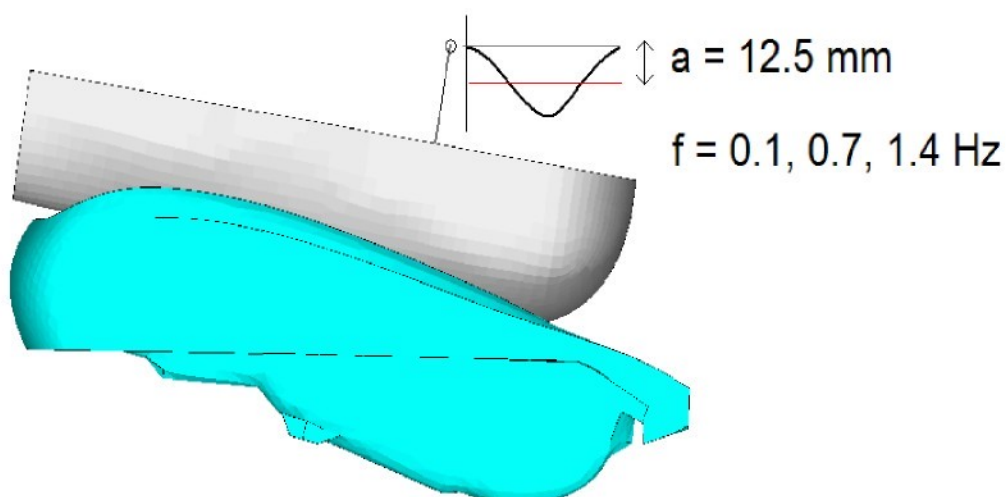
2.2.1 Vliv potahové látky

Potahová látka má vliv na vlastnosti celé sedačky. Ovlivňuje tuhost sedáku, teplotu a prodyšnost. Aby nedocházelo k deformacím při odlehčení, je látka předepjata. To má vliv na tuhost a tlumení sedáku. Aby bylo možné zjistit, jak významný je tento vliv, byl sestaven experiment (obr. 2.2.4 a 2.2.5),

při kterém je tuhá figurína byla nejprve vtlačována do sedáku bez potahu a pak do sedáku s potahem.

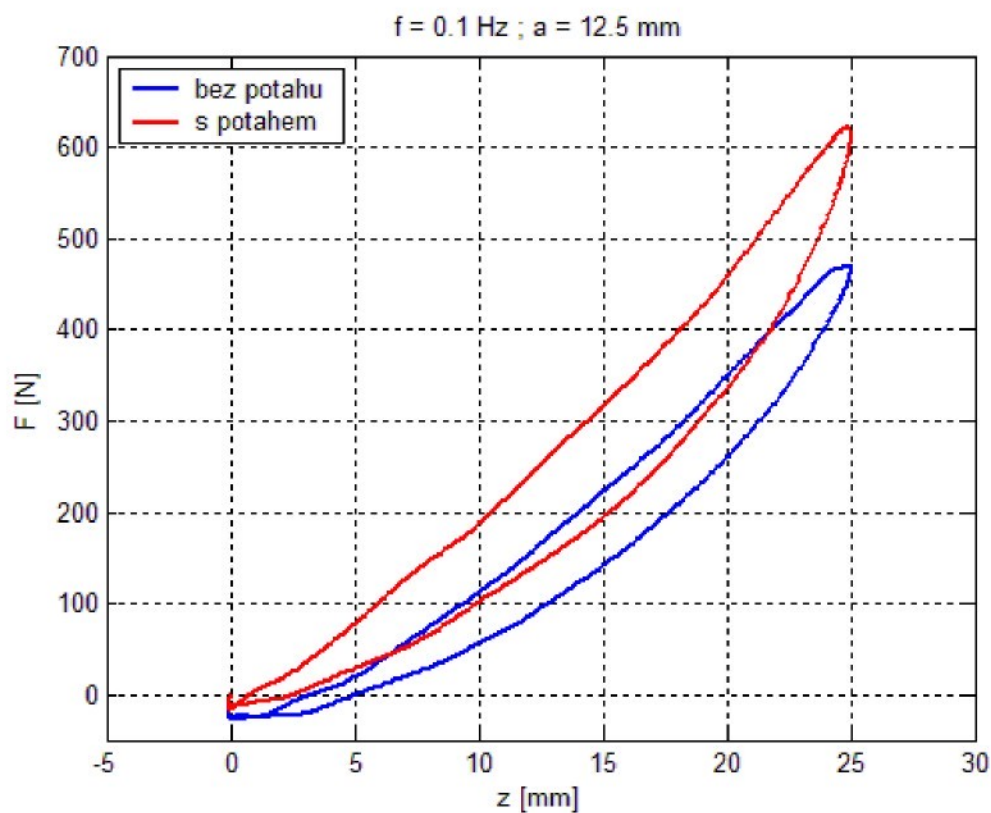
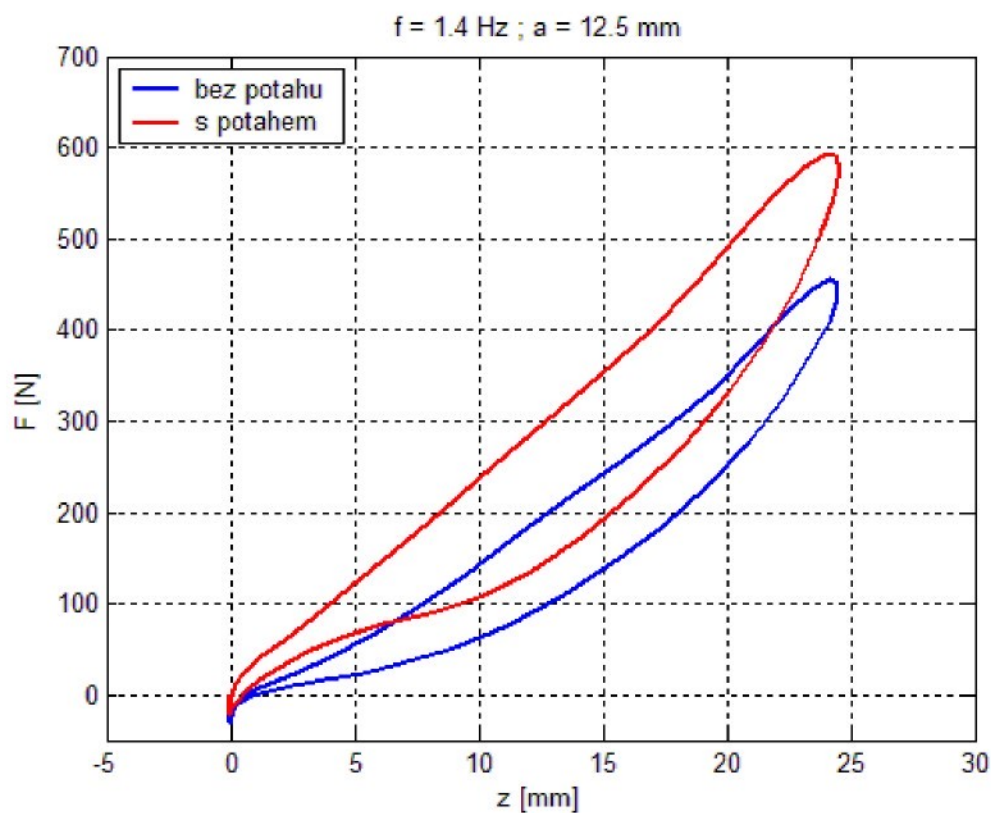


Obr 2.2.4: Experiment – sedačka s potahovou látkou a bez potahové látky



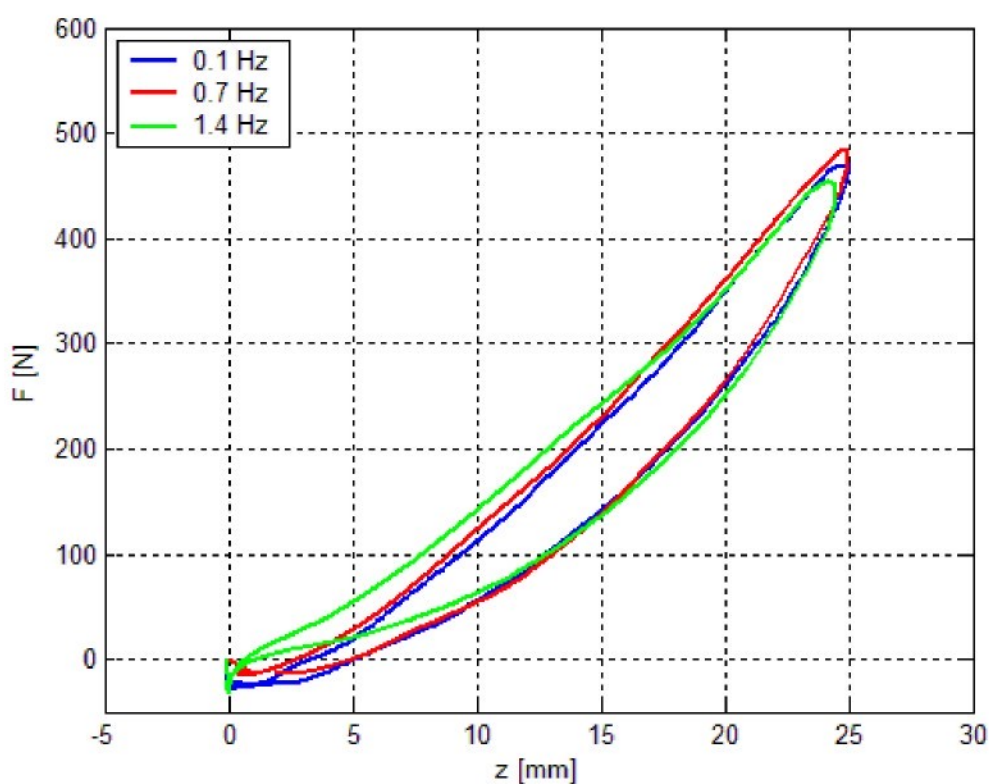
Obr. 2.2.5: Popis experimentu

Budicí signál byl pro obě sedačky stejný, aby bylo možné porovnávat výsledky při stejné velikosti deformace. Z analýzy výsledků je patrné, že silová odezva je cca o 20 – 30 % vyšší u sedačky s potahovou látkou (obr.2.2.6 a 2.2.7).


 Obr. 2.2.6: Zatěžování s frekvencí $f=0.1 \text{ Hz}$

 Obr. 2.2.7: Zatěžování s frekvencí $f=1.4 \text{ Hz}$

Z naměřených charakteristik je patrné, že potahová látka má významný vliv na tuhost sedáku (cca 30 %). Je zřetelné, že plocha ohraničená hysterezní křivkou je větší. Z toho vyplývá, že vlivem potahové látky roste tlumící síla. Rozdíl mezi sedačkou s potahem a bez potahu činí cca 150 N. Tento rozdíl je patrný i při subjektivním pocitu při sezení. Sedák bez potahové látky se zdá pohodlnější. Při malých výchylkách okolo 5 mm rozdíl činí cca 80 N.

Na následujícím obrázku (obr. 2.2.8) je porovnání zatěžování pro různé frekvence.



Obr. 2.2.8: Zatěžování pro různé frekvence

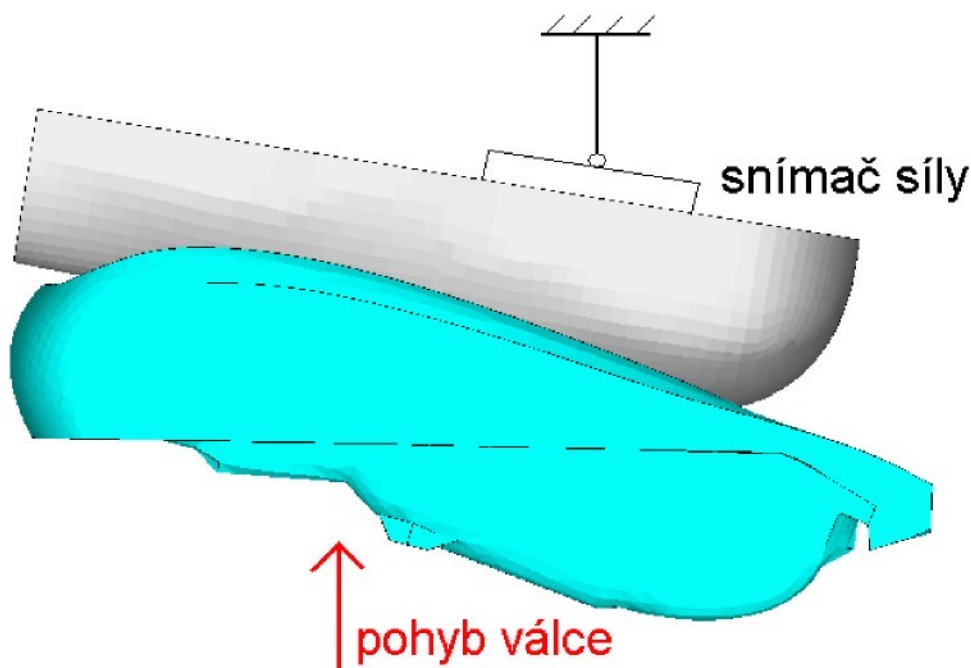
2.3. Statické a dynamické vlastnosti automobilové sedačky

2.3.1. Statické vlastnosti automobilové sedačky

Statické charakteristiky automobilových sedaček jsou získávány shodným způsobem jako u vzorků z PU pěny. Byly stanoveny metodiky pro statickou analýzu kompletních automobilových sedaček.

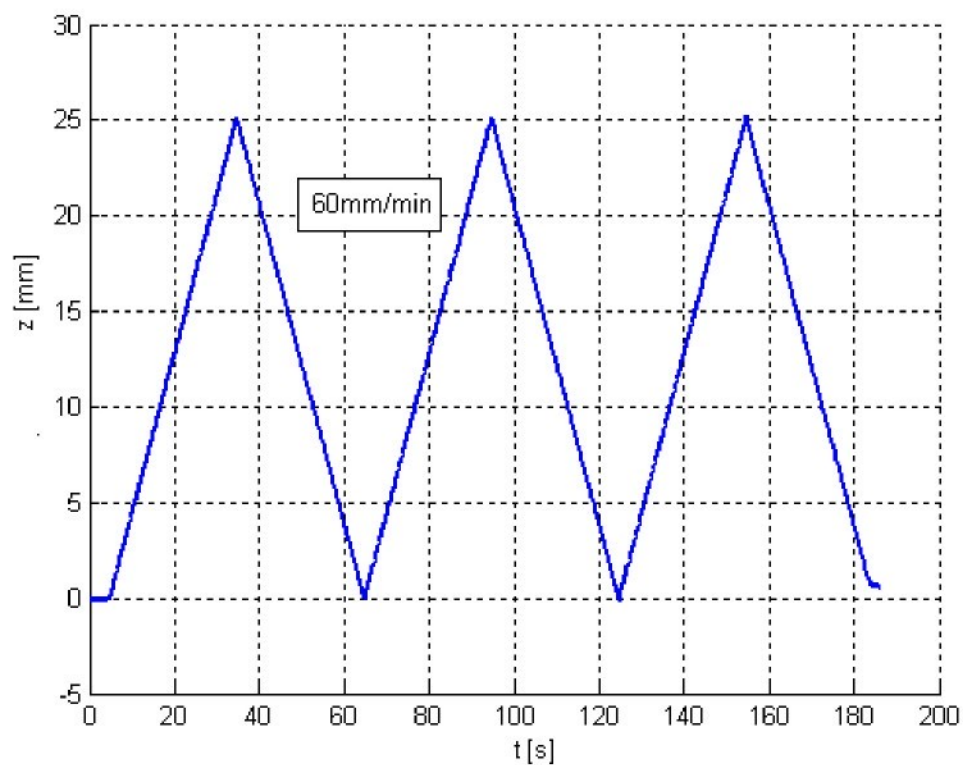
Metodika 3

Tato metodika vychází z kvazi-statické zkoušky, při které je tuhá figurína zafixována k rámu a sedačka je pevně spojena s hydraulickým válcem. Figurína je upevněna přes kloub s jedním stupněm volnosti, pod kterým je umístěn snímač síly.

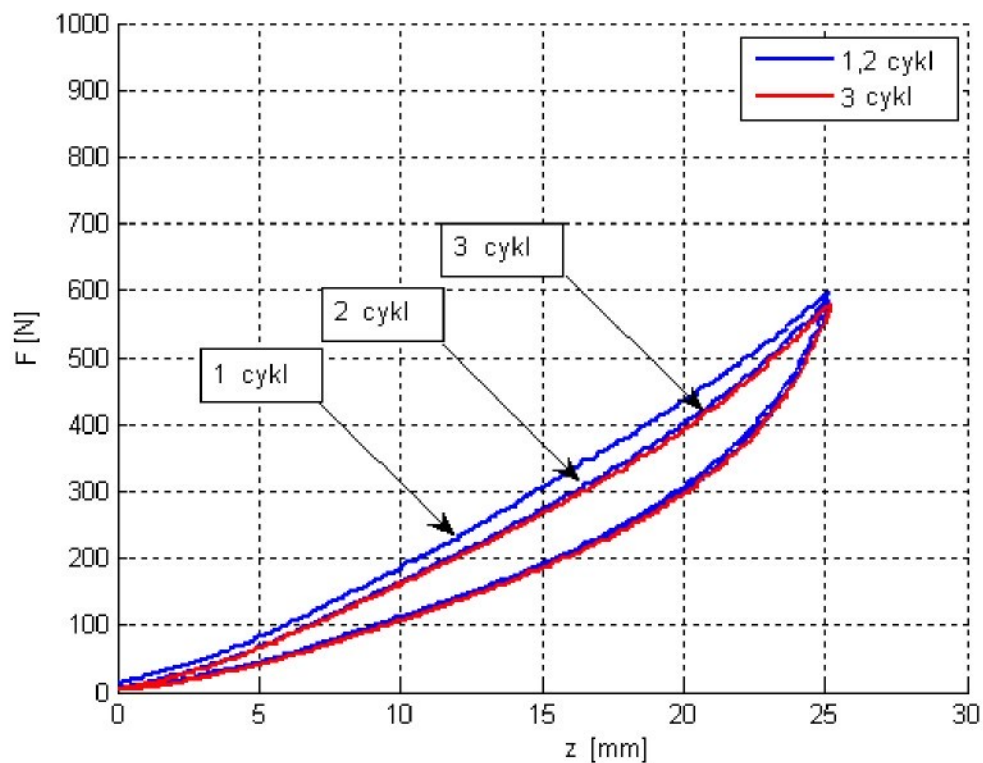


Obr. 2.3.1: Popis experimentu

Válec je buzen rychlostí od 60 mm/min do 30 mm (obr. 2.3.1). Kontakt sedačky a tuhé figuríny je definován jako síla o velikosti 10 N, tzn. figurína zatěžuje sedačku hmotností 0.981 kg. Jsou provedeny tři shodné cykly (obr. 2.3.2). Jako směrodatný se používá třetí cyklus (obr. 2.3.3) kvůli relaxaci napětí a tečení PU materiálu.



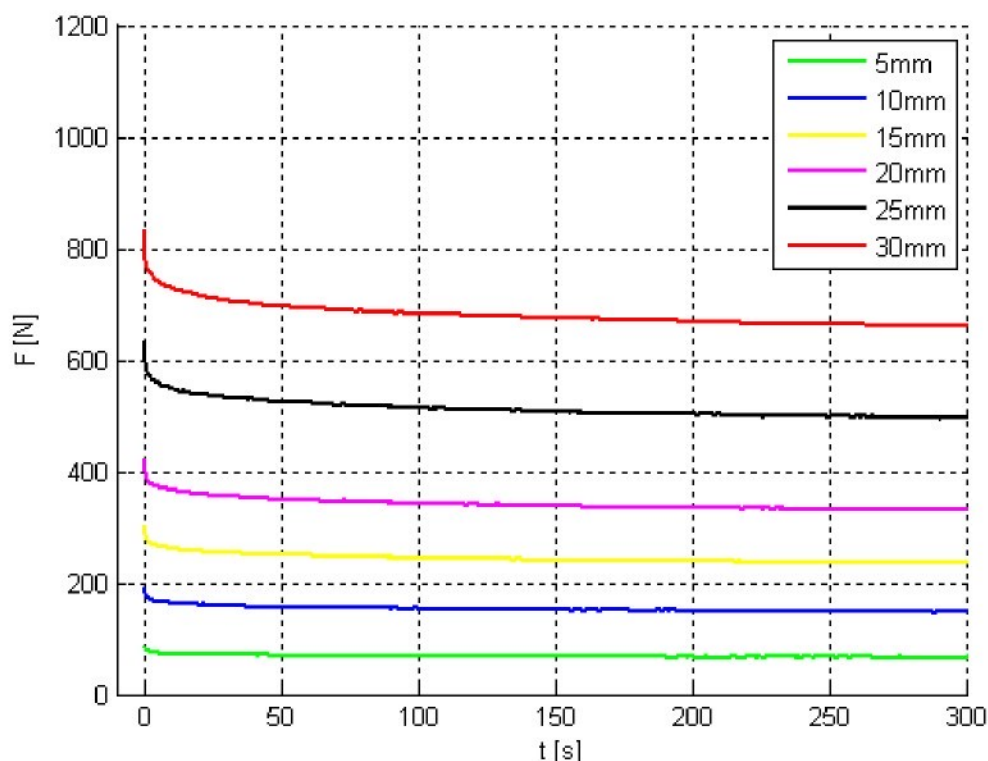
Obr.2.3.2: Průběh zdvihu válce



Obr. 2.3.3: Závislost silové odezvy na zdvihu pro tři cykly

Metodika 4

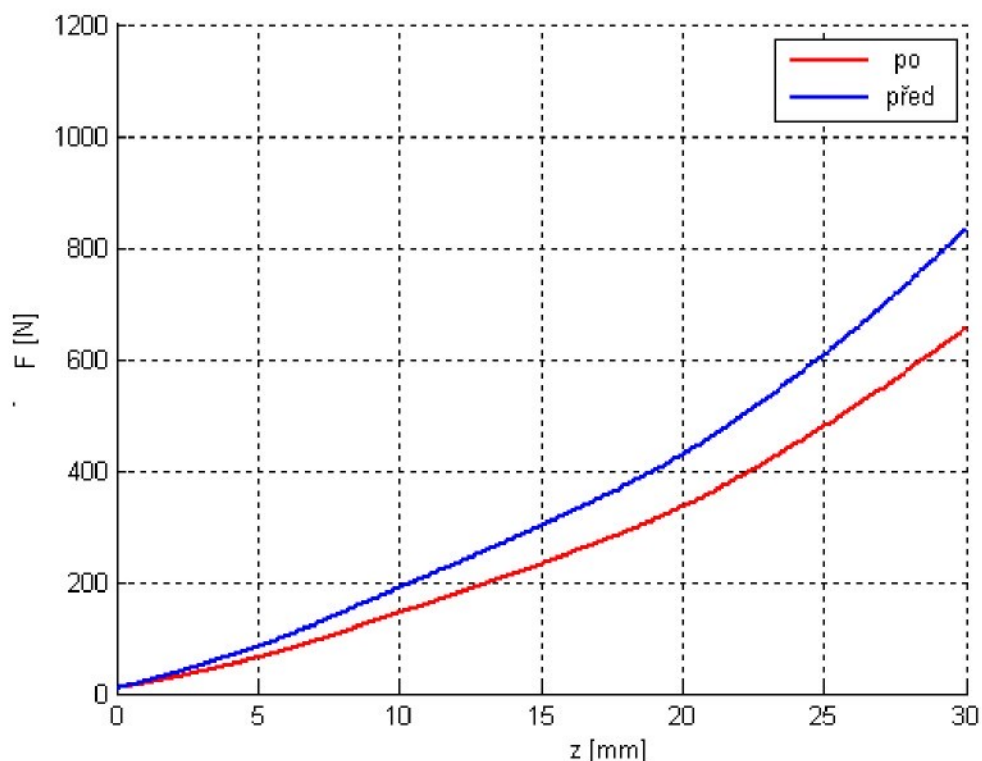
Tato metodika vychází ze statického zatěžování sedačky z PU pěny při konstantní deformaci, tzn. dochází k relaxaci napětí materiálu. Velikost posunutí je 5 mm až 30 mm s krokem 5 mm. Analyzované průběhy jsou na obr. 2.3.4.



Obr. 2.3.4: Průběh úbytku silového účinku v čase pro různé velikosti zdvihu

Vyhodnocuje se hodnota síly při počátku dosažení příslušné deformace a hodnota síly po relaxační době 300 s (5 minut). Tyto hodnoty pro dané deformace jsou zobrazeny v následujícím grafu (obr. 54). Směrodatná charakteristika je zobrazena červenou barvou, která popisuje vlastnosti sedačky po relaxační době. Z hlediska posuzování komfortu se jedná o významnější charakteristiku, jelikož zatěžování automobilové sedačky trvá po dobu řádově větší než doba nejstrmějšího poklesu síly (největší relaxace napětí, obr. 2.3.4).

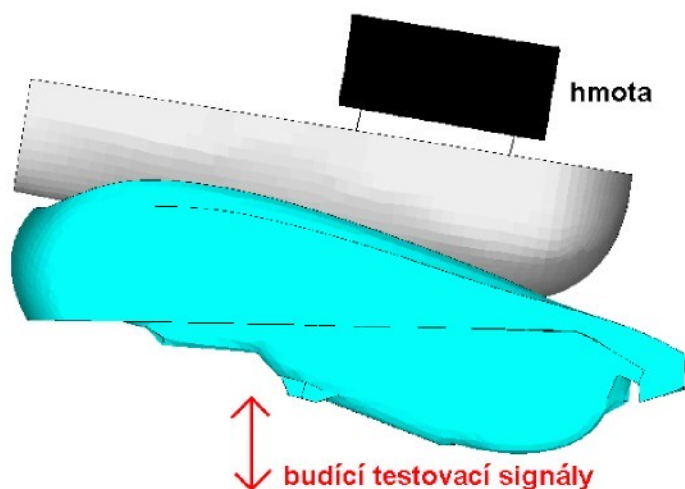
Výsledky statické analýzy podle metodiky 2 jsou na obr. 2.3.5.



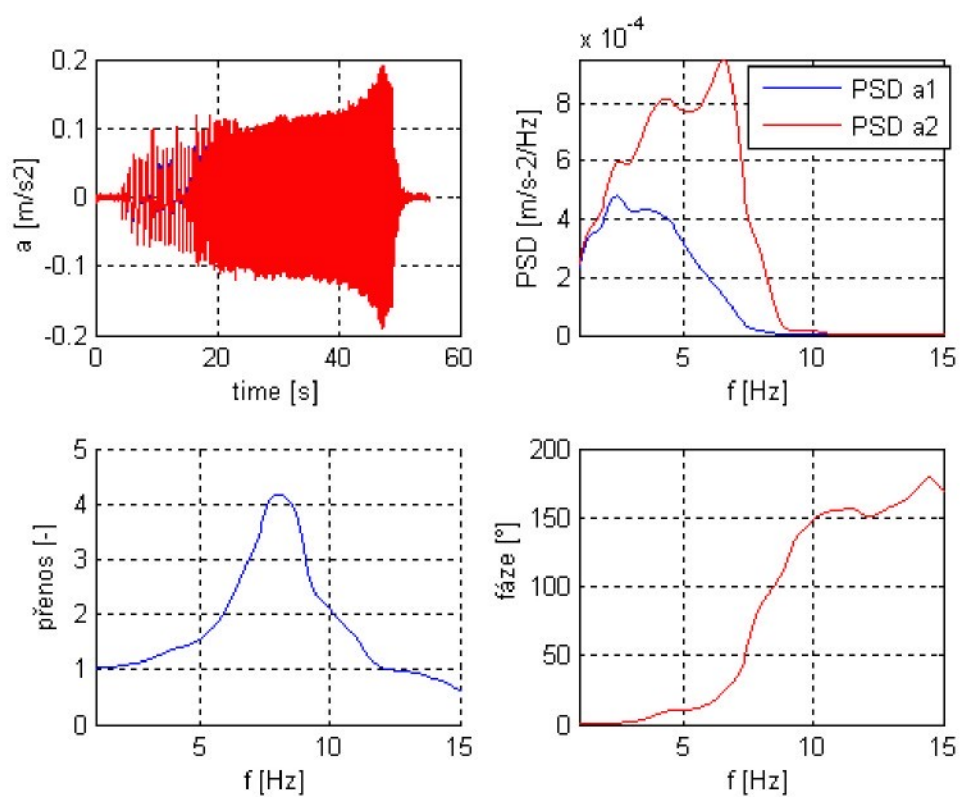
Obr. 2.3.5: Analýza statické analýzy podle Metodiky 2

2.3.2. Dynamické vlastnosti automobilové sedačky

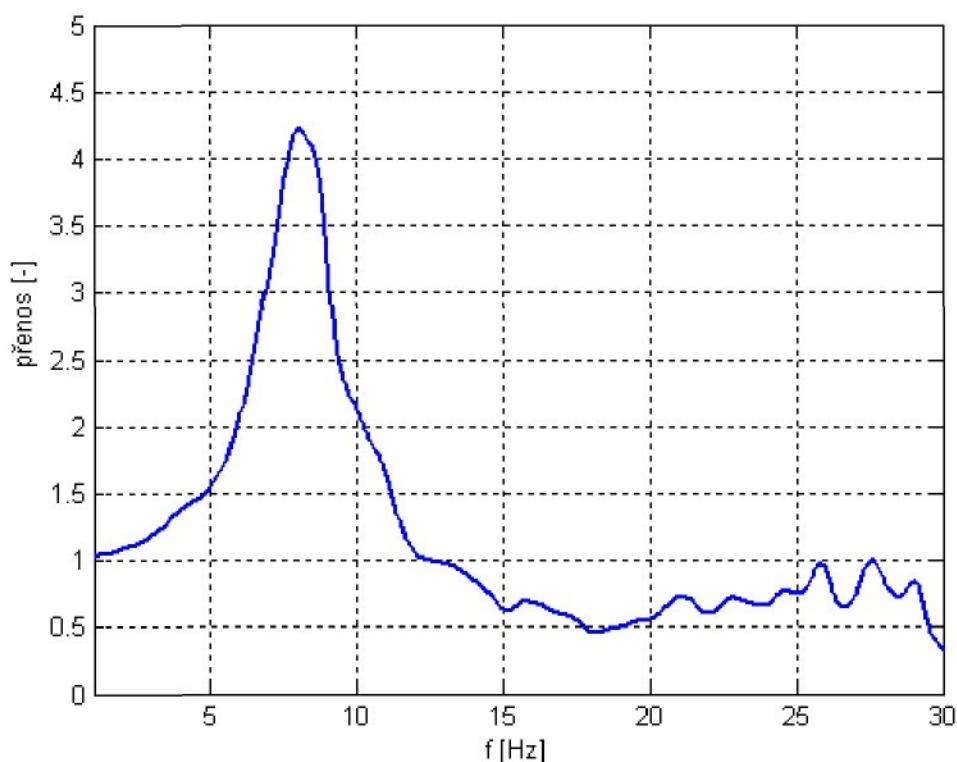
Stejně jako u vzorku z PU pěny byla provedena analýza dynamických vlastností automobilové sedačky pomocí určení přenosové charakteristiky pomocí odhadu periodogramů (výkonové spektrální hustoty). Byly použity stejné testovací signály. Na sedačku byla umístěna tuhá figurína se závažím (obr. 2.3.6). Po umístění závaží na sedačku je nutné nechat sedačku se závažím po určitou dobu (cca 10 minut) v klidové poloze kvůli visko-elastickému tečení materiálů v komfortní vrstvě. Velikost závaží odpovídá sedícímu muži o hmotnosti cca 75 kg; jeho hmotnost je stanovena na 54 kg (od hmotnosti celého těla je potřeba odečíst hmotnost dolních končetin, které jsou opřené o podlahu). Analýza přenosové charakteristiky je na obr. 2.3.7 a 2.3.8.



Obr. 2.3.6: Popis experimentu

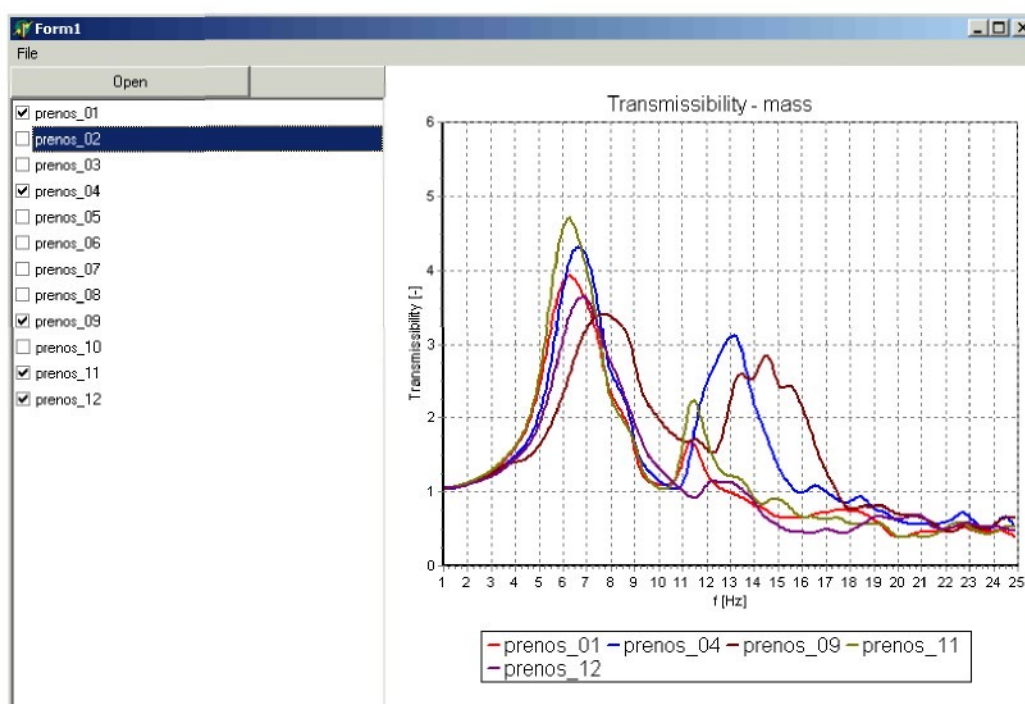


Obr. 2.3.7: Analýza přenosové a fázové charakteristiky



Obr. 2.3.8: Přenosová charakteristika sedačky

V rámci řešených úkolů v rámci spolupráce se Škodou Auto a.s. vznikla databáze přenosových charakteristik testovaných sedaček. Pro jejich porovnávání a práci s touto databází byl vytvořen autorizovaný software (obr. 2.3.9).



Obr. 2.3.9: Software pro zobrazení databáze přenosových charakteristik

2.4. Závěr

Byly vytvořeny metodiky a měřicí zařízení pro analýzu statických a dynamických charakteristik vzorků z PU pěn a celých sedaček.

Dynamická analýza přenosových charakteristik vzorku z PU pěny prokázala závislost zesílení a vlastní frekvence na velikosti zátěže.

Současně byla provedena analýza potahové látky. Potahová látka je tkanina vykazující odlišné vlastnosti ve směru útku a osnovy.

3. Simulace automobilových sedaček

3.1. Reologický model vzorku z PU pěny

Jelikož PU materiál vykazuje visko-elastické chování, je třeba vhodným způsobem popsat a modelovat toto chování. **Reologie** je vědní obor zabývající se studiem deformace hmoty a nalezením vztahů mezi napětím, deformací a rychlostí deformace pro různé druhy materiálů. Vzhledem k tomu, že nalezení nějakého obecného (a současně prakticky využitelného řešení) je nemožné, vytváří modely, kterými se snaží vystihnout chování různých typů látek. Nejjednodušší modely předpokládají izotropii prostředí, platnost Hookova zákona či prostředí bez viskozity. Lze však vytvořit poměrně jednoduché modely pro anizotropní viskózní prostředí, ale také pro látky, v nichž neplatí lineární závislosti.

K popisu chování látky určitého druhu se vytváří tzv. **reologické modely**. Mezi základní reologické modely patří model **hookovské látky**, který lze dobře využít při popisu kovových materiálů, přičemž reologické vlastnosti takové látky lze vyšetřovat pomocí teorie pružnosti. K popisu viskózních látek slouží model **newtonovské látky**.

Většinu reálných látek však lze pomocí těchto jednoduchých modelů popsat pouze přibližně v omezeném rozsahu namáhání. Velké množství látek nelze popsat pomocí jednoduchých modelů vůbec. Takové látky je pak nutno popisovat pomocí obecných reologických modelů. Obecné reologické modely obvykle vznikají jako kombinace několika základních členů popisujících určitou vlastnost. Základní modely slouží především k vyjádření charakteru sledovaných závislostí, a nikoliv k detailnímu popisu jejich průběhu. Charakter závislostí si lze často při různých druzích namáhání modelu představit bez řešení odpovídající reologické rovnice.

Nejčastěji se při vytváření obecného reologického modelu omezujeme na kombinaci Hookova elastického členu a Newtonova viskózního členu.

Obecný reologický model získáme spojováním jednotlivých členů, přičemž jednotlivé členy lze spojit **paralelně** nebo **sériově**.

Z reologického hlediska nelze u většiny látek nalézt pevnou hranici mezi kapalnou a pevnou fází. U některých látek není tento přechod ostrý. Pro reologický popis látek ležících na hranici mezi kapalnou a pevnou látkou se obvykle používá kombinace obou látek. Nejjednodušším příkladem takové látky je lineární visko-elastická látka, která kombinuje vlastnosti newtonské viskózní kapaliny a hookovské elastické látky.

Sériové spojení newtonské viskózní kapaliny a hookovské elastické látky (obr. 3.1.1) nazýváme **Maxwellův reologický model**.

Oběma částem přiřadíme deformaci ε_1 a ε_2 .

Pro celkovou deformaci ε obou členů platí

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2. \quad (3.1.1)$$

Napětí předpokládáme při sériovém zapojení v celém modelu

$$\sigma = \sigma_1 = \sigma_2. \quad (3.1.2)$$

Hookovské látce odpovídá

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}, \quad (3.1.3)$$

kde E je modul pružnosti.

Newtonské látce odpovídá člen

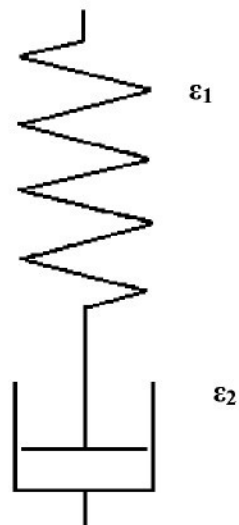
$$\frac{d\varepsilon_2}{dt} = \frac{\sigma_2}{\eta}. \quad (3.1.4)$$

Kde η je viskozita. Derivací prvního vztahu a sečtení s druhým získáme **reologickou rovnici Maxwellova modelu**

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt} + \frac{\sigma}{\eta}. \quad (3.1.5)$$

Za předpokladu, že deformace ε je konstantní v čase získáváme rovnici

$$\frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt} + \frac{\sigma}{\eta} = 0. \quad (3.1.6)$$



Obr. 3.1.1

Řešením rovnice získáme závislost napětí σ na čase ve tvaru

$$\sigma = \sigma_0 e^{-\frac{E}{\eta}t}, \quad (3.1.7)$$

kde σ_0 je napětí v čase $t = 0$. Je-li Maxwellovská látka trvale deformována pak v ní dochází k poklesu napětí. Tento jev je označován jako **relaxace napětí**.

Jestliže na Maxwellův model působí konstantní napětí $\sigma = \sigma_0$, pak platí

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = +\frac{\sigma_0}{\eta}. \quad (3.1.8)$$

Řešením této rovnice dostaneme

$$\varepsilon = \frac{\sigma_0}{\eta}t + \varepsilon_0, \quad (3.1.9)$$

kde ε_0 je deformace v čase $t = 0$. Tato deformace je dána hookovským členem Maxwellova modelu a platí

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E}. \quad (3.1.10)$$

Při působení konstantního napětí dochází k okamžité deformaci a poté k rovnoměrnému zvyšování deformace. Časovou deformaci při konstantním napětí nazýváme **tečením**.

Paralelní spojení hookovské elastické látky a newtonské viskózní látky (obr. 3.1.2) představuje **Kelvinův reologický model**.

Předpokládá se, že deformace obou členů je stejná

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2. \quad (3.1.11)$$

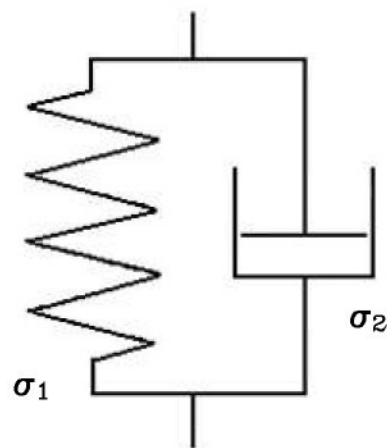
Napětí při paralelním zapojení je v celém modelu

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2. \quad (3.1.12)$$

Elastické hookovské látce odpovídá člen

$$\varepsilon_1 = \varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \quad (3.1.13)$$

viskózní newtonské látce



Obr. 3.1.2

$$\frac{d\varepsilon_2}{dt} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\sigma}{\eta} \quad (3.1.14)$$

Pro Kelvinův model tak z předchozích vztahů získáme reologickou rovnici

$$\eta \frac{d\varepsilon}{dt} + G\varepsilon = \sigma \quad (3.1.15)$$

Kelvinův model popisuje tečení řady visko-elastických látek. Pro konstantní napětí $\sigma = \sigma_0$ je řešením reologické rovnice výraz

$$\varepsilon = \varepsilon_0 e^{-\frac{E}{\eta}t} + \frac{\sigma_0}{E} \quad (3.1.16)$$

Je-li v čase $t = 0$ deformace nulová, tzn. $\varepsilon = 0$, pak podle předchozího vztahu platí

$$\varepsilon_0 = -\frac{\sigma_0}{E} \quad (3.1.17)$$

Dosazením zpět dostaneme

$$\varepsilon = \frac{\sigma_0}{E} \left(1 - e^{-\frac{E}{\eta}t} \right) = \frac{\sigma_0}{E} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_r}} \right) \quad (3.1.18)$$

Z předchozího vztahu vyplývá, že

$$\tau_r = \frac{E}{\eta} \quad (3.1.19)$$

kde τ_r je **relaxační doba**. Deformace se podle tohoto vztahu s časem blíží k hodnotě

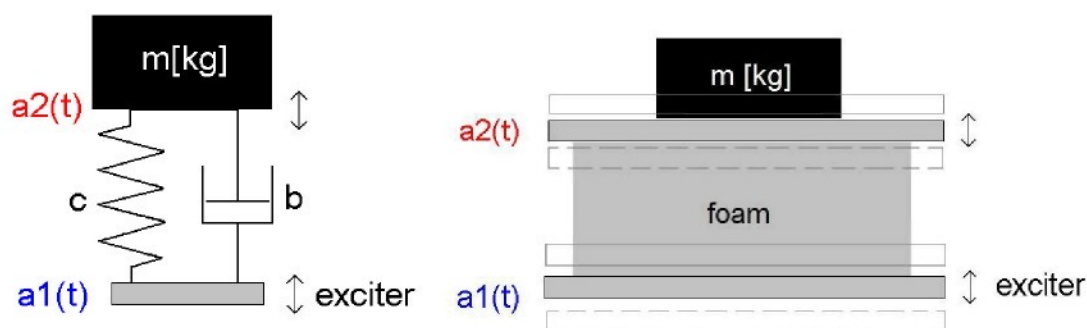
$$\varepsilon = \frac{\sigma_0}{E} \quad (3.1.20)$$

Při srovnání s Maxwellovým modelem je vidět, že Kelvinův model nevykazuje ani okamžitou deformaci, ani neomezené tečení.

Reologický model popisující dynamické chování při vibracích proti tuhé podložce byl sestaven v disertační práci [7]. Tento model vycházel z Maxwellova reologického modelu. Pro simulování vlastností PU pěny při vibracích proti tuhé podložce je vhodné použít tento typ reologického modelu.

Naopak při zatěžování s konstantním napětím dochází k okamžité deformaci a viskózní vlastnosti lze aplikovat pouze na tečení tohoto visko-elastického materiálu.

Pro analýzu dynamického chování PU pěny při zatěžování konstantním napětím (silou) a popsání elastických i viskózních vlastností je vhodné použít Kelvinův reologický model (obr. 3.1.3). Tento model nevykazuje okamžitou deformaci ani neomezené tečení. Ze znalosti přenosových charakteristik lze identifikovat elastické a viskózní koeficienty modelu. Pro buzení tohoto modelu je použit shodný signál jako pro reálný experiment. Z toho důvodu, že se hydraulický válec chová jako dynamický systém zkreslující žádaný vstupní signál, byl při reálném experimentu zaznamenáván skutečný pohyb hydrodynamického válce a tento signál byl použit v modelovém prostředí.



Obr. 3.1.3: Popis modelu

Elastické hookovské vlastnosti modelu představuje pružina o tuhosti **c** a viskózní newtonskou látku nahrazuje tlumič o koeficientu tlumení **b**. Lze předpokládat, že tuhostní a tlumicí koeficienty budou závislé na rychlosti deformace a hmotnosti zátěže, potažmo na deformaci způsobenou působením konstantního napětí hmotnosti **m**.

Kelvinův reologický model vychází z rovnice rovnováhy:

$$m\ddot{z}(t) = -c * z(t) - b * \dot{z}(t) \quad (3.1.21)$$

Přenosová funkce soustavy – odezva na jednotkovou impulsní funkci - je definována jako

$$H(j\omega) = Y(j\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} y(t) e^{-j\omega t} dt, \quad (3.1.22)$$

odtud vyplývá, že

$$\dot{Y}(j\omega) = j\omega H(j\omega) \quad (3.1.23)$$

$$\ddot{Y}(j\omega) = -\omega^2 H(j\omega), \quad (3.1.24)$$

a tedy

$$H(j\omega) = \frac{1}{-\omega^2 m + j\omega b + c}. \quad (3.1.25)$$

Užitím Laplaceovy transformace je výsledný přenos

$$H(s) = \frac{1}{ms^2 + bs + c}. \quad (3.1.26)$$

Je definován poměrný koeficient tlumení:

$$D = \frac{b}{2m\Omega} = \frac{b}{2\sqrt{cm}}, \quad (3.1.27)$$

kde Ω představuje vlastní frekvenci systému

$$\Omega \doteq \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (3.1.28)$$

Pro slabě tlumenou soustavu lze odvodit vlastní frekvenci z charakteristické rovnice

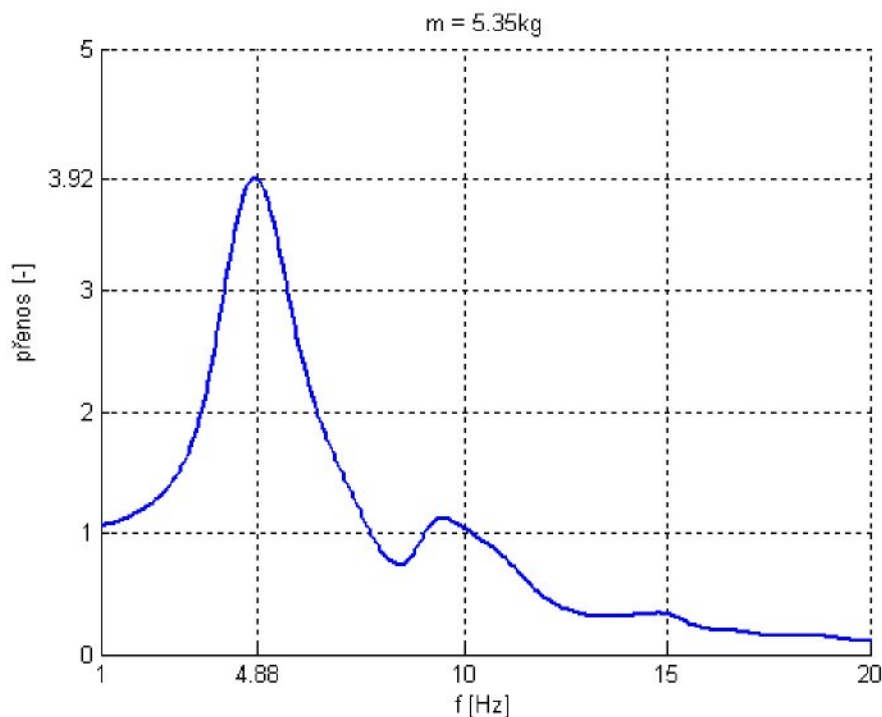
$$\lambda^2 + 2D\Omega\lambda + \Omega^2 = 0 \Rightarrow \lambda_{1,2} = -D\Omega \pm \Omega\sqrt{D^2 - 1}, \quad (3.1.29)$$

odtud

$$\Omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \cdot \sqrt{1 - \frac{b^2}{4cm}} = \sqrt{\frac{1}{m} \left(c - \frac{b^2}{4m} \right)}. \quad (3.1.30)$$

Toto je výsledná rovnice pro výpočet vlastní frekvence slabě tlumené soustavy.

Při znalosti vlastní frekvence Ω a hmotnosti závaží m lze získat odhad koeficientu tuhosti c ze vztahu (3.1.28).



Obr. 3.1.4: Přenosová charakteristika pro zátěž $m=5.35\text{kg}$

Z obr. 3.1.4 vyplývá, že vlastní frekvence pro hmotnost zátěže $m = 5.35\text{ kg}$ je

$f_0 = 4.88\text{ Hz}$. Mezi vlastní frekvencí a vlastní úhlovou frekvencí platí vztah

$$\Omega = 2\pi f_0.$$

Ze vztahu (3.1.28) lze odvodit závislost koeficientu tuhosti c

$$c \doteq 4\pi^2 f_0^2 m.$$

Amplitudu zesílení při vlastní frekvenci lze odvodit analyticky použitím substitucí (3.1.27) a (3.1.28)

$$H(j\omega) = \frac{\frac{1}{c}}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2\right) + j2D\left(\frac{\omega}{\Omega}\right)}. \quad (3.1.31)$$

Pomocí tohoto vztahu lze odvodit vztah pro absolutní hodnotu amplitudy

$$|H(j\omega)| = \frac{\frac{1}{c}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2\right]^2 + \left(2D\left(\frac{\omega}{\Omega}\right)\right)^2}} \quad (3.1.32)$$

a fáze

$$\varphi(\omega) = \arctg \left[\frac{2D \frac{\omega}{\Omega}}{1 - \left(\frac{\omega}{\Omega} \right)^2} \right]. \quad (3.1.33)$$

Rezonanční frekvence, odpovídající špičce amplitudové závislosti, nastává při minimální hodnotě jmenovatele přenosu $|H(j\omega)|$.

Pro vlastní frekvenci soustavy $\omega = \Omega\sqrt{1-2D^2}$ platí

$$A = |H(j\omega)| = \frac{\frac{1}{c}}{2D\sqrt{1-D^2}}. \quad (3.1.34)$$

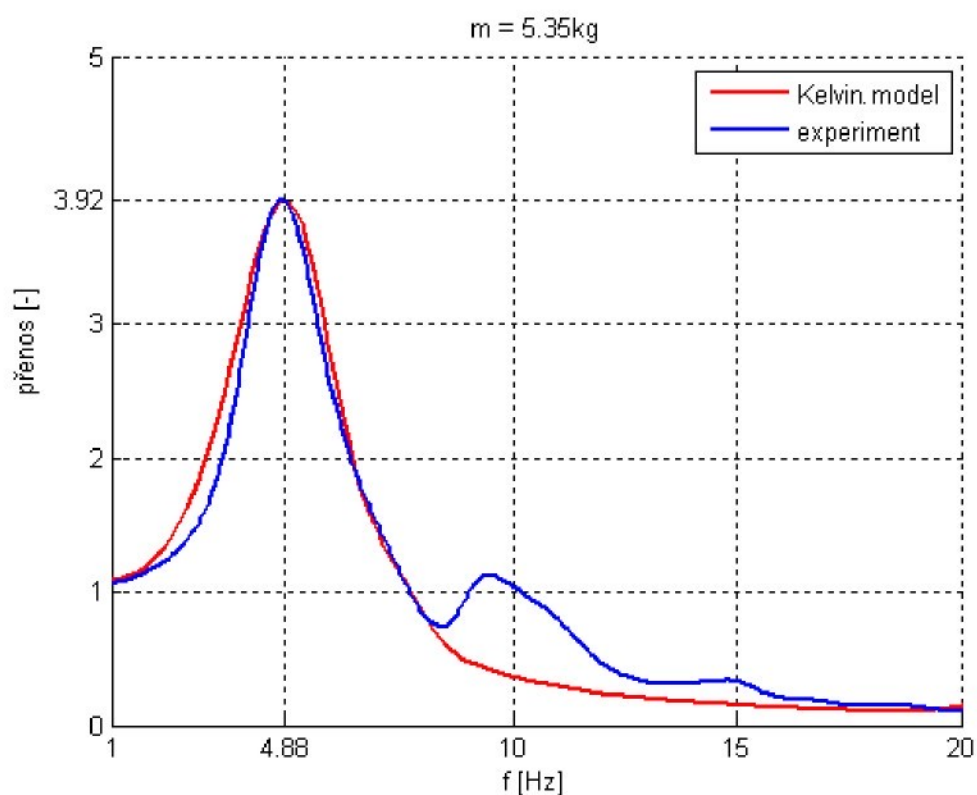
Amplituda špičky přenosové charakteristiky při vlastní frekvenci **A** má velikost závislou na koeficientu tuhosti **c** a poměrném koeficientu tlumení **D**. Úpravami lze získat rovnici

$$4D^4 - 4D^2 + \frac{1}{(cA)^2} = 0. \quad (3.1.35)$$

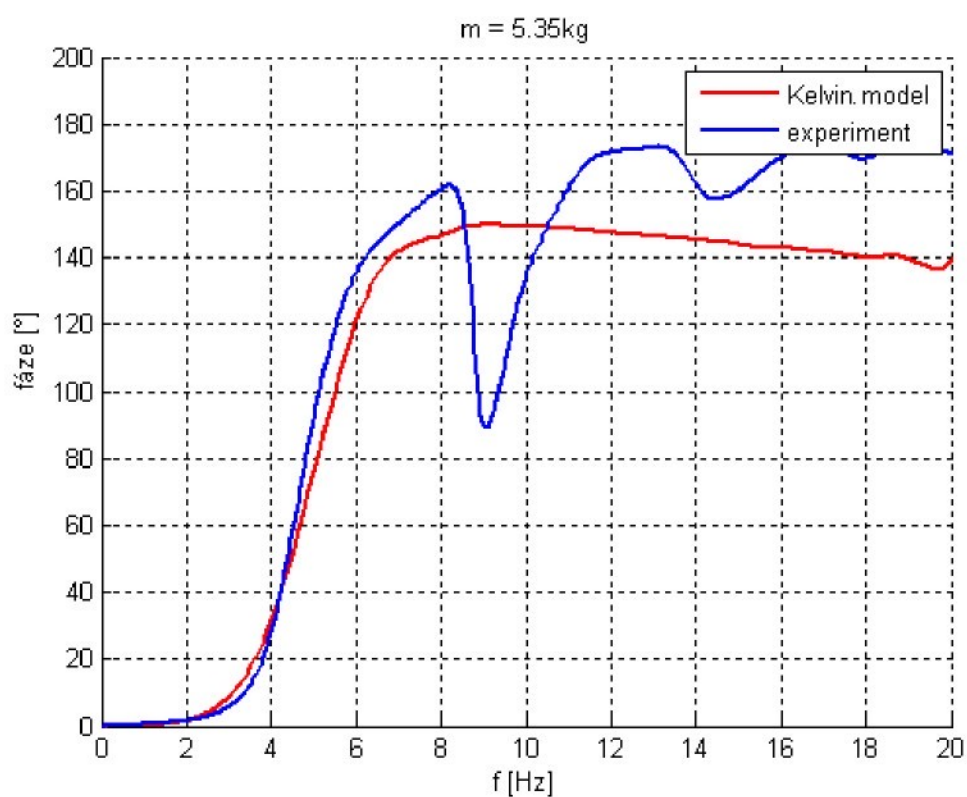
Řešení této rovnice lze nalézt použitím numerických metod. Ze znalosti průběhu amplitudové frekvenční charakteristiky je možné určit koeficient tlumení nastavením správné hodnoty koeficientu tlumení **b** při získání stejné amplitudy špičky přenosové charakteristiky při vlastní frekvenci a posléze provést zpětnou kontrolu.

Ze vztahu (3.1.28) lze určit koeficient tuhosti **c = 5280.2 N/m** pro hmotnost zátěže **m = 5.35 kg** a vlastní frekvenci **f₀ = 4.76 Hz**.

Nastavením vhodného koeficientu tlumení **b = 35 Nm/s** vykazuje model shodu se skutečnou přenosovou charakteristikou (obr. 3.1.5 a 3.1.6).



Obr. 3.1.5: Přenosová charakteristika modelu a reálného experimentu

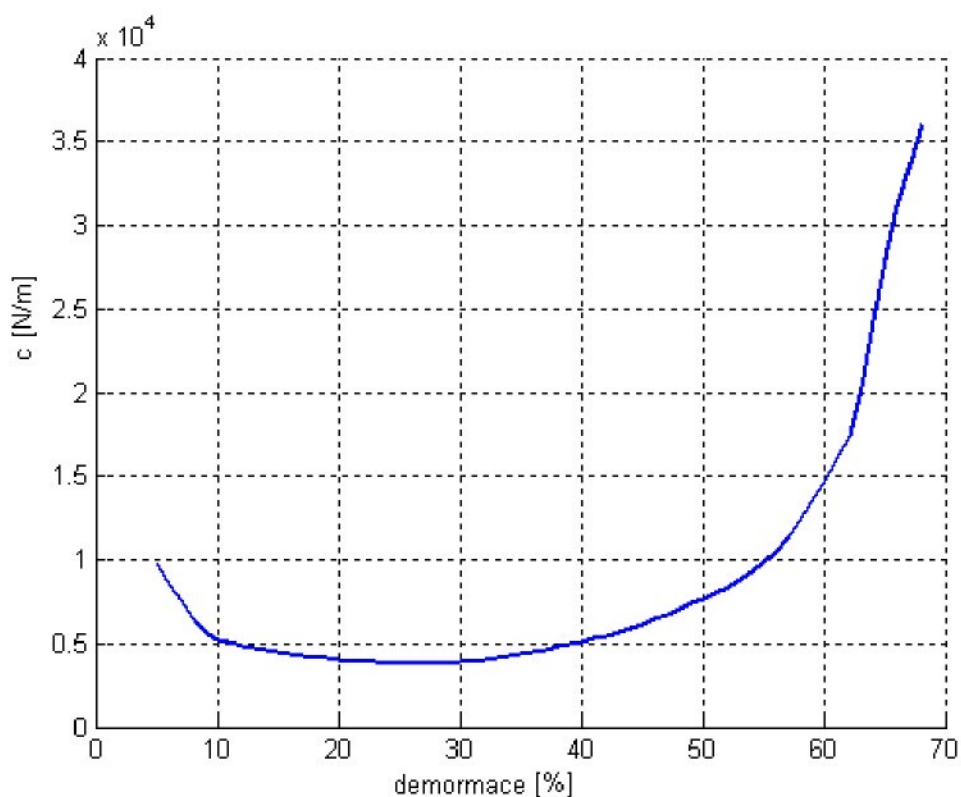


Obr. 3.1.6: Fázová charakteristika modelu a reálného experimentu

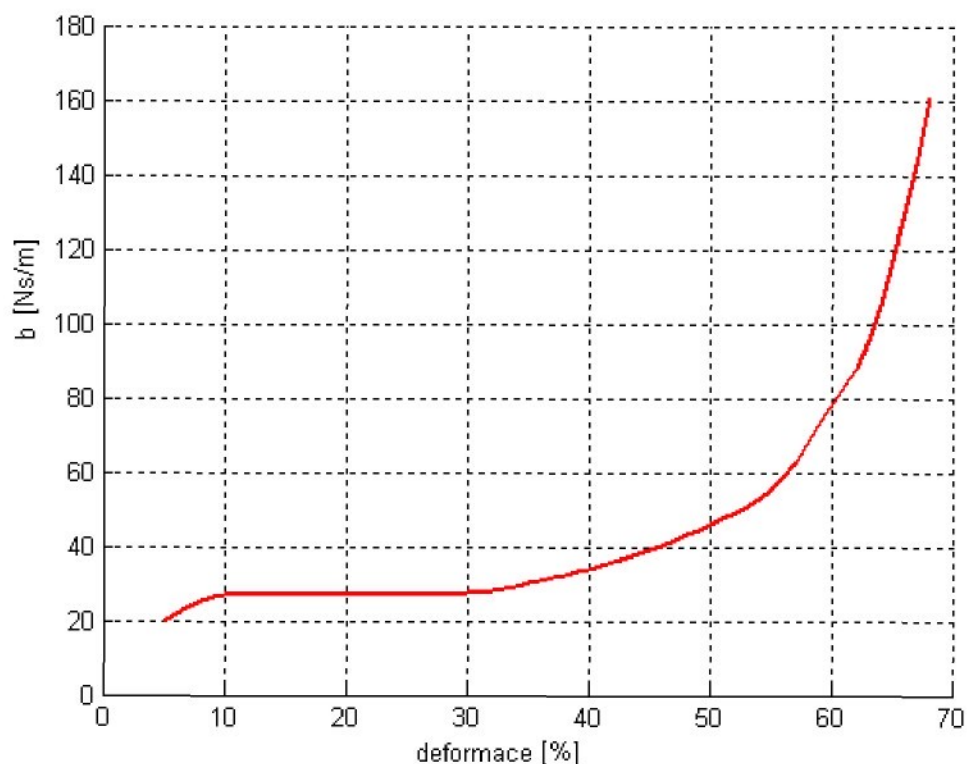
Při zpětném výpočtu špičky amplitudové frekvenční charakteristiky při vlastní frekvenci pro Kelvinův reologický model jsme došli k výsledku zesílení $A_M = 4.13$. Ze skutečného experimentu je maximum přenosové charakteristiky $A_R = 3.92$. Tato odchylka je zřejmě způsobena třením v pojezdech pohyblivé horní desky a nepřesností použitých snímačů zrychlení.

Tímto způsobem byla verifikována data pro ostatní hmotnosti zátěže podle tab. 2.1.2 (kapitola 2.1.2)

Výsledky koeficientů tuhosti c a tlumení b v závislosti na deformaci vzorku jsou zobrazeny na následujících obrázcích (obr. 3.1.7 a 3.1.8).

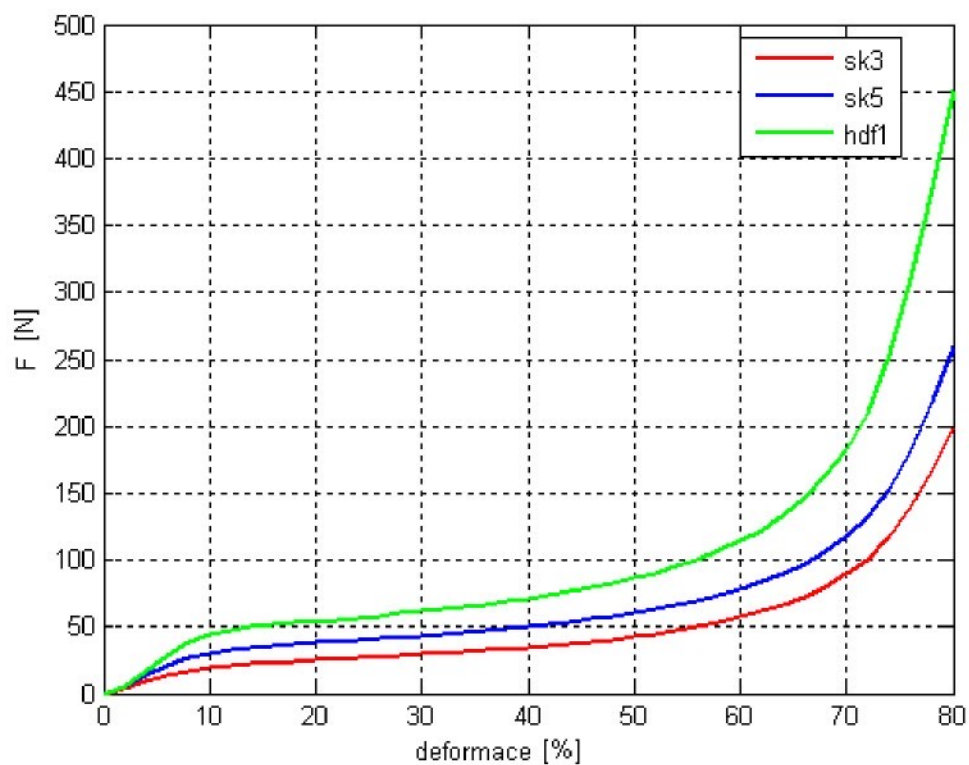


Obr. 3.1.7: Průběh tuhostního koeficientu

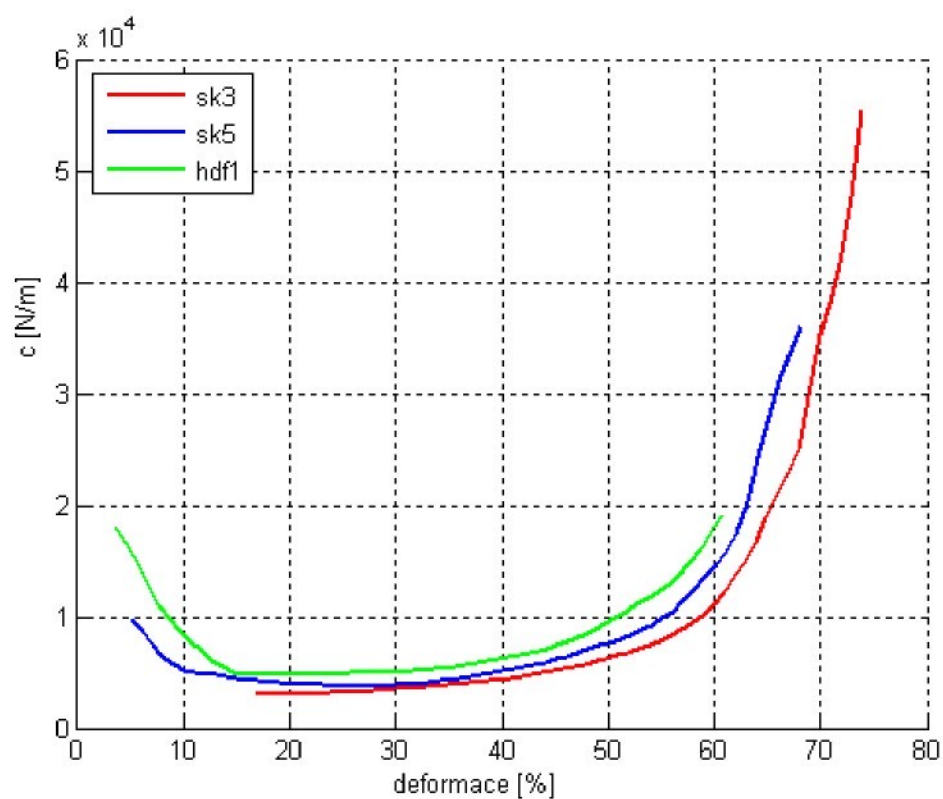


Obr. 3.1.8: Průběh tlumícího koeficientu

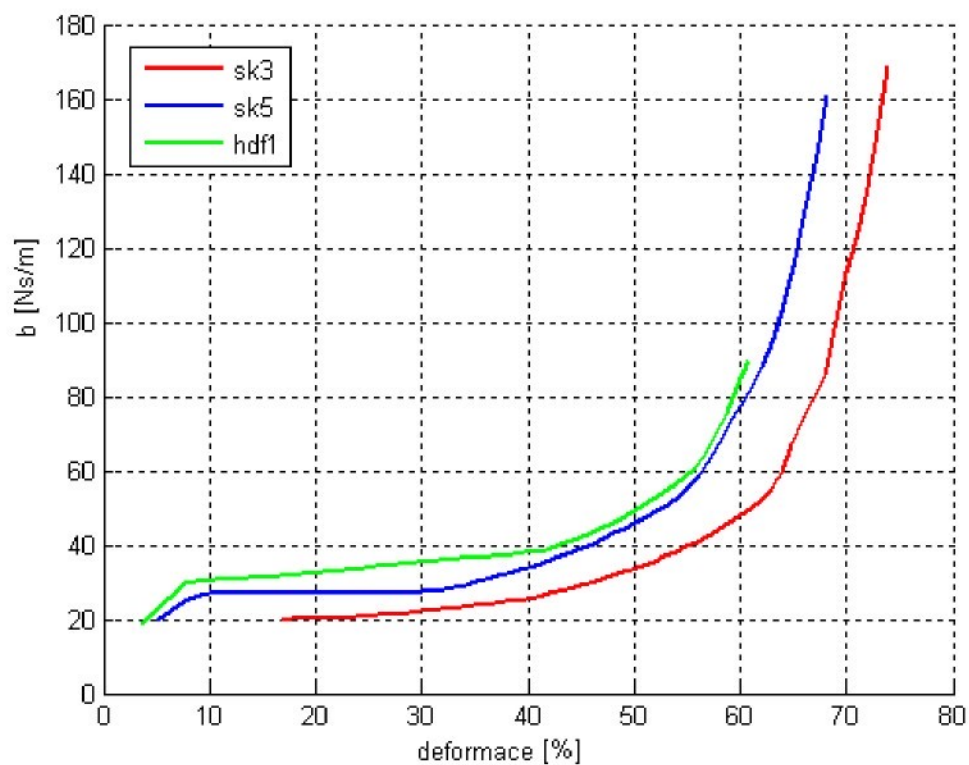
Při analýze tří různých vzorků pěn s různou hustotou lze odhadnout dynamické chování ze statických charakteristik. Pěna s největší hustotou (HDF1) vykazuje největší nárůst silového účinku při deformacích do 10 %. Tuhostní koeficient je přímo úměrný derivaci průběhu síly (napětí) na deformaci. Analýza statické charakteristiky je provedena metodikou popsanou v druhé kapitole. Následující grafy popisují statické charakteristiky tří vzorků a následně jejich tuhostní a tlumící koeficienty (obr. 3.1.9, 3.1.10 a 3.1.11).



Obr. 3.1.9: Statické charakteristiky tří různých pěn



Obr. 3.1.10: Průběhy tuhostního koeficientu pro tři různé pěny



Obr. 3.1.11: Průběhy tlumicího koeficientu pro tři různé pěny

3.2. Výběr simulačního prostředí pro metodu MKP

Pro tvorbu interaktivního modelu celé automobilové sedačky je vhodné použít metodu konečných prvků. Tato metoda zaručuje tvarovou podobnost se skutečným tvarem sedačky a umožňuje definovat interakce mezi jednotlivými komponenty.

Simulační software by měl mít možnost řešit úlohy s elastickými a viskózními materiály. Úlohu lze rozdělit do jednotlivých úseků:

- Sestavení FE modelu sedačky obsahující
 - Pevný rám
 - Pojezdy, rám, vana
 - Síť z drátů s pružinami - opěrák
 - PU pěny – sedák, opěrák
 - Potah
 - Uchyacení potahu
 - Ocelové dráty uvnitř sedáku, opěráku a potahu
 - Spojení ocelovými kroužky (hog rings)
 - Počáteční předpětí potahu
- Simulace dosažení rovnovážné polohy při zatížení podle normy EHK17
 - Simulace dosažení H-bodu (osa rotace kyčelního kloubu)
 - Kontaktní tlaky
- Simulace dynamického testování sedaček
 - Dosažení přenosových charakteristik
 - Nárazy a bezpečnost

Simulační prostředí by mělo mít možnost stejného virtuálního a reálného testování, tzn. statické a dynamické testy. Užitím produktů jako jsou např. ANSYS, ALGOR, PRO-MECHANICA atd., lze řešit statické namáhání s nelineárními materiály. Tyto výpočetní softwary používají implicitní schéma.

Pro dynamické simulace (přenosové charakteristiky, bezpečnostní nárazy) lze použít produkty PAM CRASH, PAM SAFE, PAM COMFORT, LS-DYNA,

ABAQUS (všechny používají explicitní schéma). Všechny tyto simulační softwary používají metodu konečných prvků s možností modelování viskoelastických vlastností materiálů. Produkt společnosti ESI GROUP, PAM CRASH-SAFE je vhodně přizpůsoben pro řešení bezpečnosti na sedadle (obsahuje prvky jako airbag, bezpečnostní pásy atd.). Systém PAM COMFORT byl na začátku mé práce ještě částečně ve vývoji a v průběhu mé práce se nám podařilo dohodnout podmínky pro jeho použití v rámci mé disertační práce. PAM COMFORT měl podle dostupných informací obsahovat i knihovnu dummy a virtual human, což je podrobný model lidského těla s jeho biomechanickými vlastnostmi.

Porovnání implicitního a explicitního schématu

Časový krok Δt je 100 x až 1000 x větší u implicitní analýzy. Obecně platí (pro více než jeden stupeň volnosti), že matice hmotnosti $\mathbf{M}$ může být diagonální a matice tuhosti $\mathbf{K}$ není nikdy diagonální. V implicitním schématu je potřeba počítat obě inverzní matice $\mathbf{K}$ a $\mathbf{M}$ (viz vztah) a tyto operace výrazně zpomalují výpočet. Užitím implicitní metody při použití jednoho časového kroku může být nevhodné pro velké modely, speciálně pro modelování fyzikálních jevů, které vyžadují plnohodnotný popis. Explicitní schéma používá dostatečně malý časový krok vhodný k předpokladu zachování konvergence, na rozdíl od použití iteračních metod a konvergenčních kritérií v implicitním schématu.

Explicitní metoda umožňuje řešení šíření rázové vlny v materiálu a řešení prudkých dynamických problémů. Přesto lze pomocí explicitní metody řešit kvazi-statické jevy pomocí upravení charakteristik při zvětšené hmotnosti (mass scaling) a tlumení mezi uzly systému (nodal damping procedures)

Pro simulaci zatížení na sedačce a simulaci dynamických zkoušek je vhodnější použít explicitní integrační schéma. Rovnovážnou polohu zátěže (člověk či figurína) lze uvažovat jako kvazi-statický jev. Pokud se uvažuje o řešení dynamického zatěžování nelineárních materiálů jako PU pěna či potahová látka, je vhodnější použít explicitní metodu.

Použitý software by měl mít možnost použití více typů simulace, tzn. umožňovat simulovat statické zatížení (kvazi-statické) s možností simulací dynamického zatěžování či nárazové zkoušky při zachování stejného sestaveného modelu. Pro dynamické simulace je vhodné použít software s explicitní metodou integrace. Systém PAM CRASH byl dostupný jako univerzitní licence s možností týdenního školení. I kvůli možnosti využívat v budoucnu systém PAM COMFORT bylo rozhodnuto použít systému PAM CRASH-SAFE od ESI GROUP. Tento systém umožňuje řešit kvazi-statické, dynamické i nárazové simulace, má možnost použít speciální materiál pro modelování polyuretanových pěň s velkými deformacemi (až 80 %). Díky prostředí VISUAL lze v jedné aplikaci sestavovat model (mesh, pre-processor) a prohlížet výsledky simulace (post-processor). Díky produktu PAM SAFE lze vložit do modelu různé bezpečnostní prvky jako air-bag, bezpečnostní pás či model testovací figuríny (dummy). Zdá se tedy být vhodný kvůli své univerzálnosti, dostupnosti a možnosti rozšíření o další moduly.

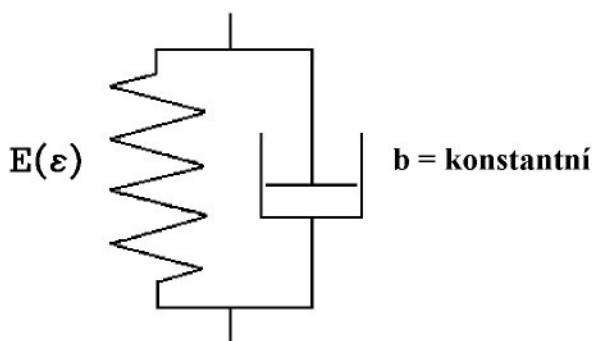
3.3. FE model vzorku z PU pěny

3.3.1. FE model vzorku z PU pěny v prostředí PAM CRASH

Simulační prostředí PAM CRASH využívá explicitní integrační metodu a umožňuje modelovat vlastnosti visko-elastických materiálů a to speciálně polyuretanových pěn (materiál č. 21 – **Elastická pěna s hysterezí pro objemové elementy** a materiál č. 45. – **Nelineární pěna závislá na rychlosti deformace s optimální absorpční energií pro objemové elementy**).

Elastická pěna s hysterezí pro objemové elementy – č. 21

Tento materiál umožňuje velké stlačení pěny, díky kterému lze definovat průběh hysterezní smyčky. Materiálový model vychází z Kelvinova modelu (obr.3.3.1).



Obr. 3.3.1: Materiálový model

kde $\mathbf{E}(\epsilon)$ představuje nelineární pružinu s hysterezí a $\mathbf{b}$ lineární tlumič. Výslednou odezvu systému lze popsat rovnicí

$$\sigma = E(\epsilon)\epsilon + C\dot{\epsilon}. \quad (3.3.1)$$

Výpočet napětí v hlavních směrech $\lambda_i, i=1,2,3$ z vlastních hodnot levého tenzoru napětí $\mathbf{V}_{ij}$ je získán z polárního rozkladu deformačního gradientu $\mathbf{F}_{ij}$

$$\mathbf{F}_{ij} = \mathbf{R}_{ik} \mathbf{U}_{kj} = \mathbf{V}_{ik} \mathbf{R}_{kj}, \quad (3.3.2)$$

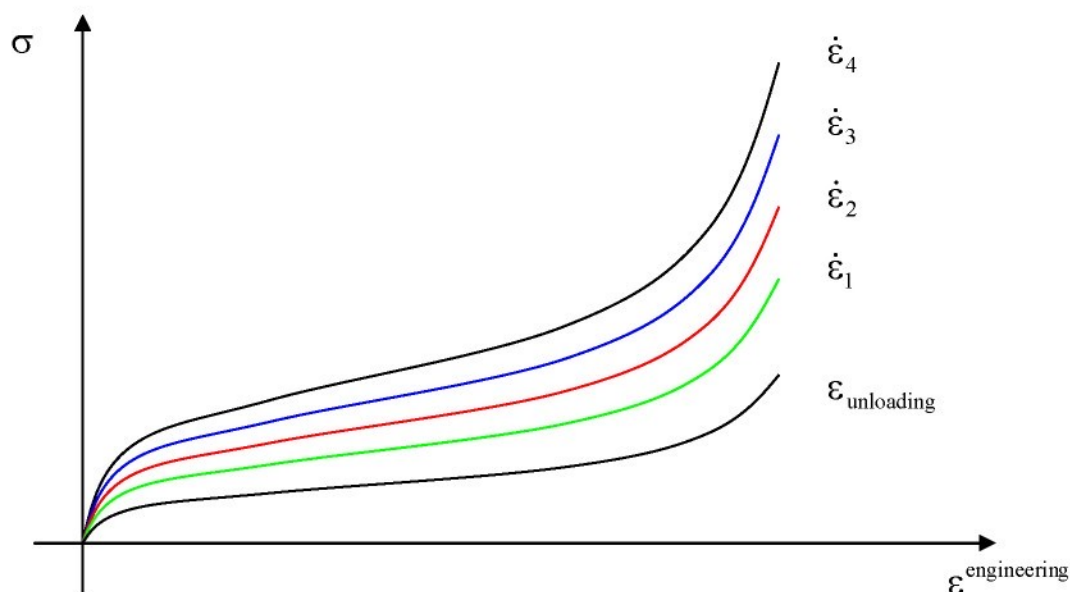
kde $\mathbf{U}_{ij}$ jsou složky pravého tenzoru napětí a $\mathbf{R}_{ij}$ jsou složky tenzoru rotace tuhého tělesa.

Nelineární pěna závislá na rychlosti deformace s optimální absorpční energií pro objemové elementy (materiál č. 45)

Materiál č. 45 vychází z materiálu č. 21 a má proti němu několik výhod:

- Numericky robustnější
- Výpočet nezatěžuje tolik CPU
- Lze zadat více křivek pro napínání
- Tuhostní poměrný koeficient tlumení místo viskózního tlumení

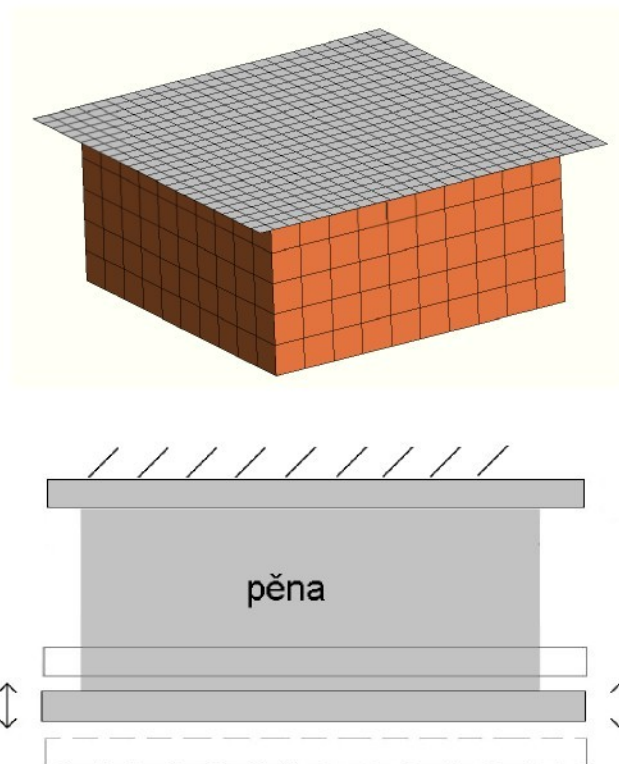
Křivky pro napínání a stlačení musí začínat v bodě 0, 0 a musí být definované v prvním kvadrantu (obr. 3.3.2).



Obr. 3.3.2: Závislost napětí na deformaci pro různé rychlosti deformace

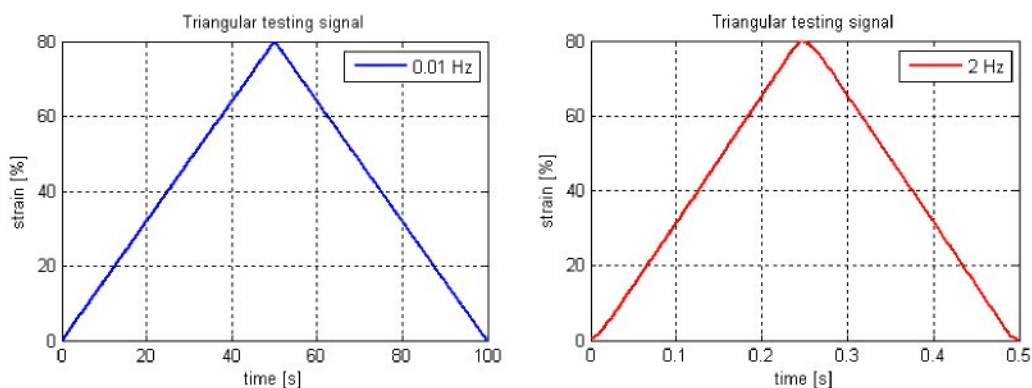
Materiál č. 45 se zdá být nejvhodnější pro modelování závislosti na rychlosti deformace. Naměřené charakteristiky pro různé rychlosti deformace lze přímo použít k definici materiálu. Kelvinův reologický model nelze použít pro modelování relaxace, je-li tlumič konstantní. V našem případě se jedná o dost omezující faktor, ale použitím metodiky pro získání statické charakteristiky pro vzorek z PU pěny lze dosáhnout dobrých výsledků při kvazi-statické simulaci.

Byl vytvořen FE model experimentu zatěžování vzorku PU pěny (obr. 3.3.3). Geometrie (100 x 100 x 50 mm), počáteční, okrajové i materiálové podmínky odpovídají skutečnosti.



Obr. 3.3.3: FE model vzorku z PU pěny

Výstupem experimentu jsou průběh síly a průběh zdvihu v čase, čili tuhostní charakteristiky při různých frekvencích trojúhelníkového testovacího signálu s amplitudou odpovídající maximální 80 % deformaci měřeného vzorku (obr. 3.3.4). Frekvence testovacího signálu je omezena možnostmi hydrodynamického válce, který je schopen maximální rychlosti 2 m/s. Průběh testovacího signálu je zobrazen na obr. 3.3.4.



Obr. 3.3.4: Průběh testovacího signálu

Spodní deska není v modelu zahrnuta, elementy spodní strany modelu jsou nehybné. Horní deska je nadefinována jako tuhé těleso působící na vzorek přes kontakt č. 33 o tloušťce 2 mm.

- Materiálové konstanty pěny

$$E = 0.0025 \text{ GPa}$$

$$\rho = 5.6912 \times 10^{-8} \text{ k g mm}^{-3} \text{ (56.912 kg m}^{-3}\text{)}$$

$$\xi = 0.1$$

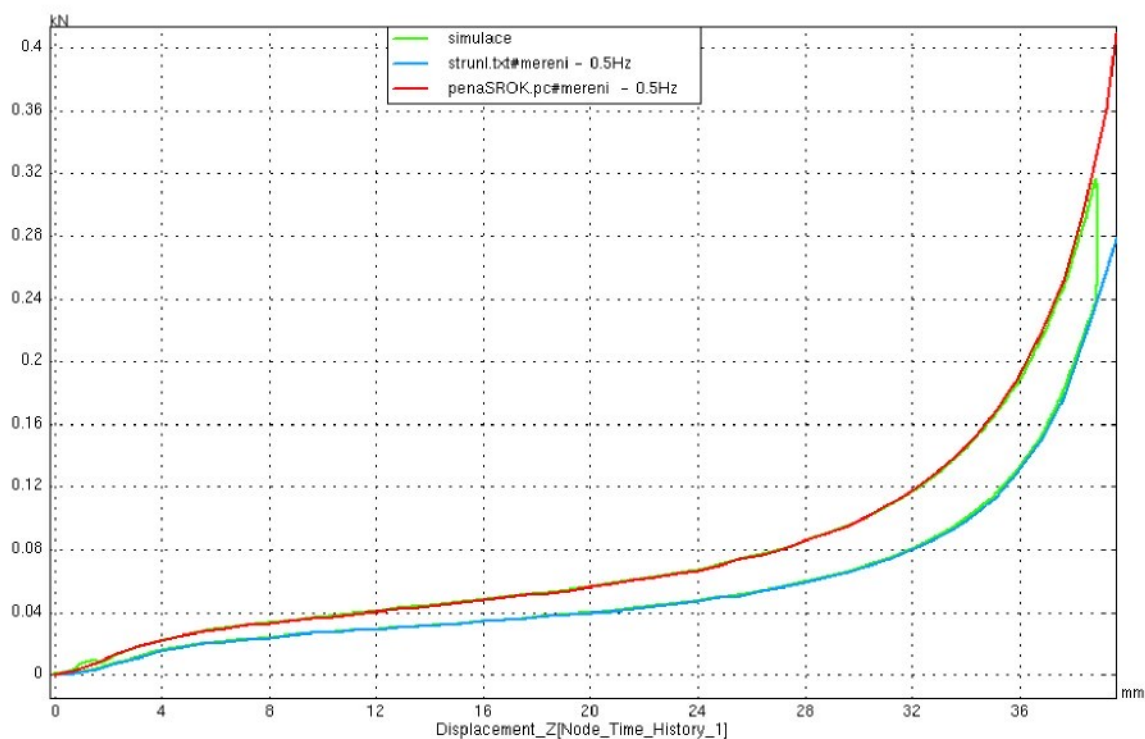
zadání rychlosti deformace podle stress-strain křivek

E je počáteční Youngův modul pružnosti na začátku výpočtu.

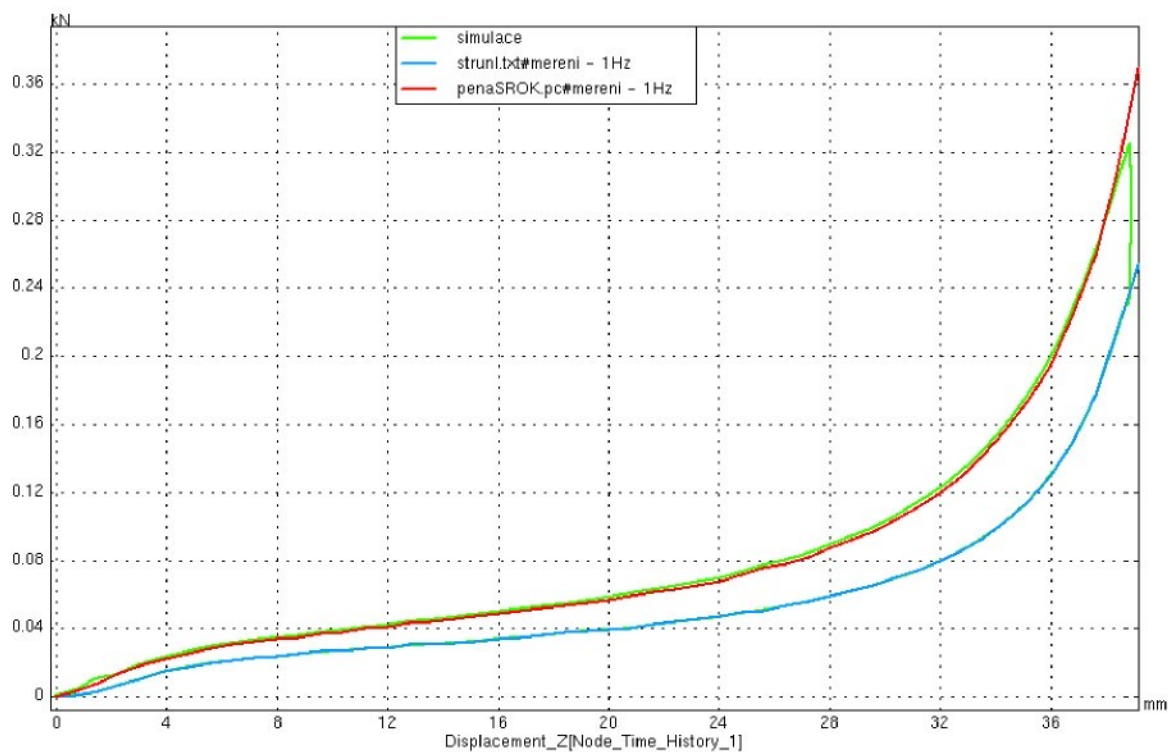
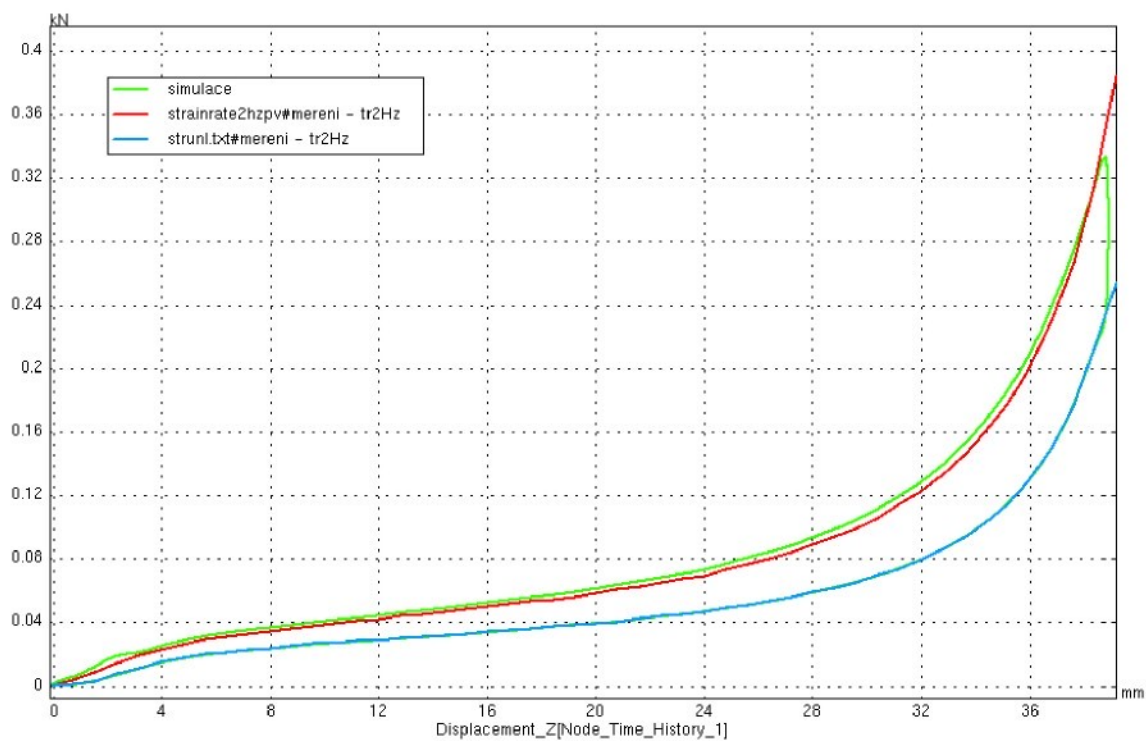
ρ je hustota polyuretanové pěny.

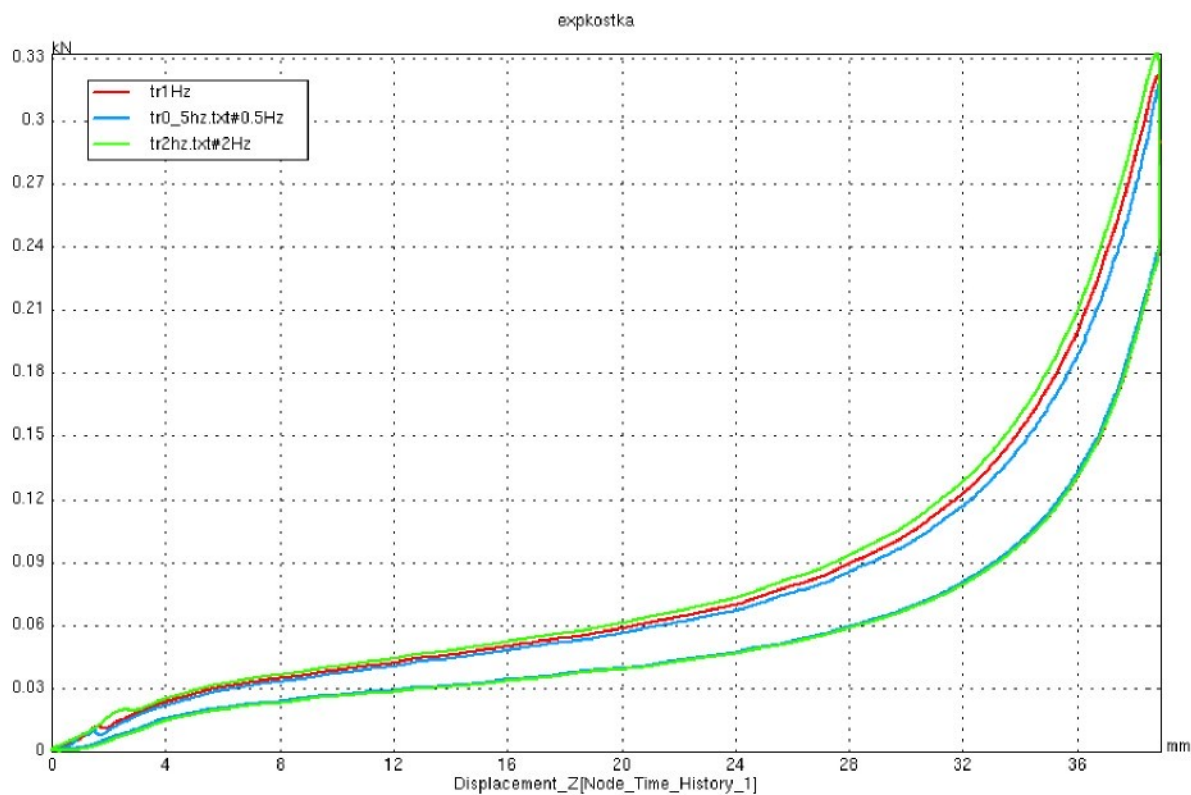
ξ je proporcionální koeficient tlumení.

Výsledky simulací jsou na následujících obrázcích (obr. 3.3.5, 3.3.6, 3.3.7 a 3.3.8).



Obr. 3.3.5: $f = 0.5 \text{ Hz}$


Obr. 3.3.6: $f = 1$ Hz

Obr. 3.3.7: $f = 2$ Hz



Obr. 3.3.8.: Souhrn výsledků

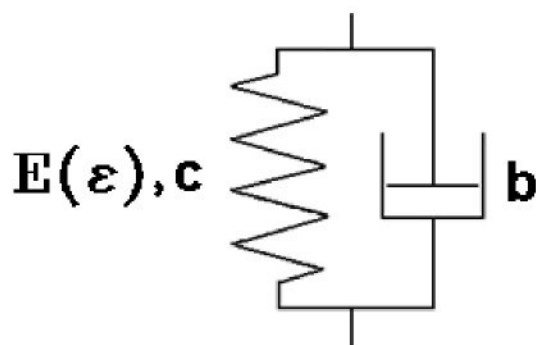
3.3.2. Závěr

PU pěna je nelineární materiál se závislostí na rychlosti deformace. Plocha, kterou tvoří hysterezní smyčka, určuje tlumení materiálu. Tyto vlastnosti se podařilo ověřit simulací experimentu. Se vzrůstající rychlostí deformace se zvětšuje tuhost PU pěny. Jedna křivka pro odlehčování se zdá být dostatečná.

+3.3.2. FE model vzorku z PU pěny v prostředí PAM COMFORT

Prostředí PAM COMFORT je velmi přizpůsobeno pro modelování kompletních automobilových sedaček a to včetně potahů, uchycení potahů, drátů (i zapěněných), předpětí potahové látky a předpětí v pěně. Uživatelské prostředí připomíná prostředí PAM STAMP, jelikož vývojové centrum vzniklo oddělením od vývoje PAM STAMP. Výpočetní jádro PAM-SCL je shodné pro všechny produkty společnosti ESI GROUP. Využívá explicitní metodu integrace. Grafické rozhraní spojuje pre-processing i post-processing. Vytváření modelu kompletní sedačky je jednodušší a systém pomáhá jednoduchým způsobem definovat okrajové podmínky, které jsou ve velké míře předdefinované. Orientaci v modelu pomáhá strom komponent, které jsou schématicky rozděleny na sedačku (dále rozdělené na sedák, opěrák, dále na potah, PU pěnu atd.) a zátěž (dummy, human-model atd.). Obsahuje knihovnu dummy (HMRD1, HMRD2 atd.) a human-model (Virtual-Human 75 % a Virtual-Human 95 %).

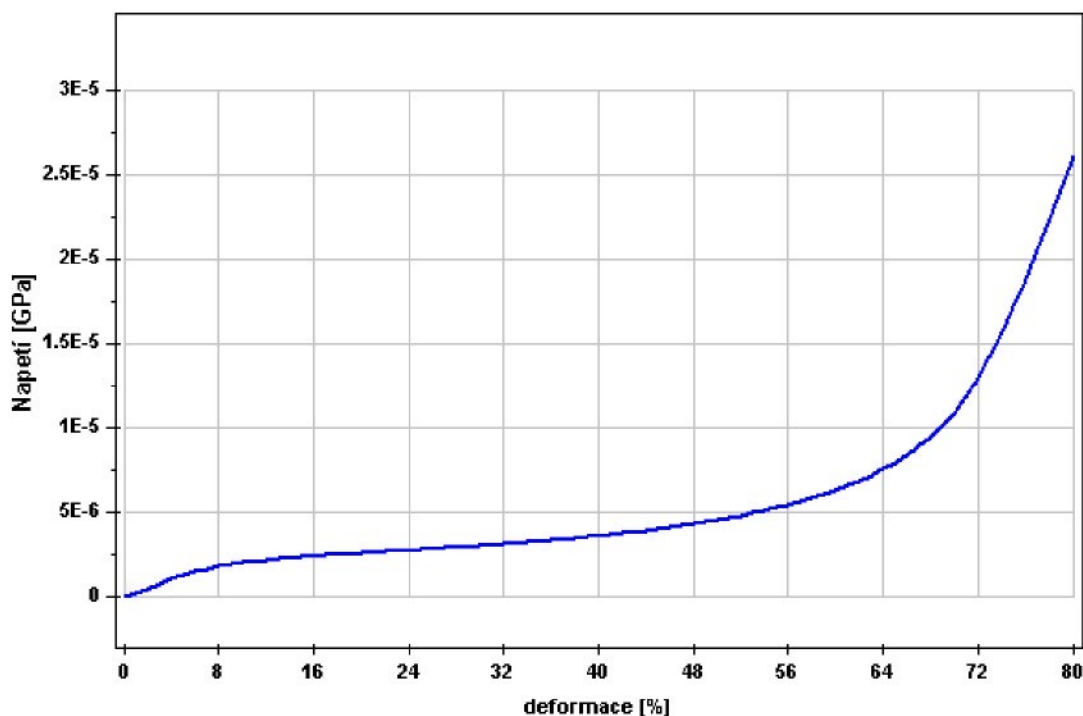
Jeho hlavním přínosem oproti systému PAM CRASH je nový materiál č. 47 pro modelování PU pěny. Tento materiálový model vychází také z Kelvinova reologického modelu a je úzce specifikován k potřebě modelování automobilových sedaček.



Obr. 3.3.9: Materiálový model

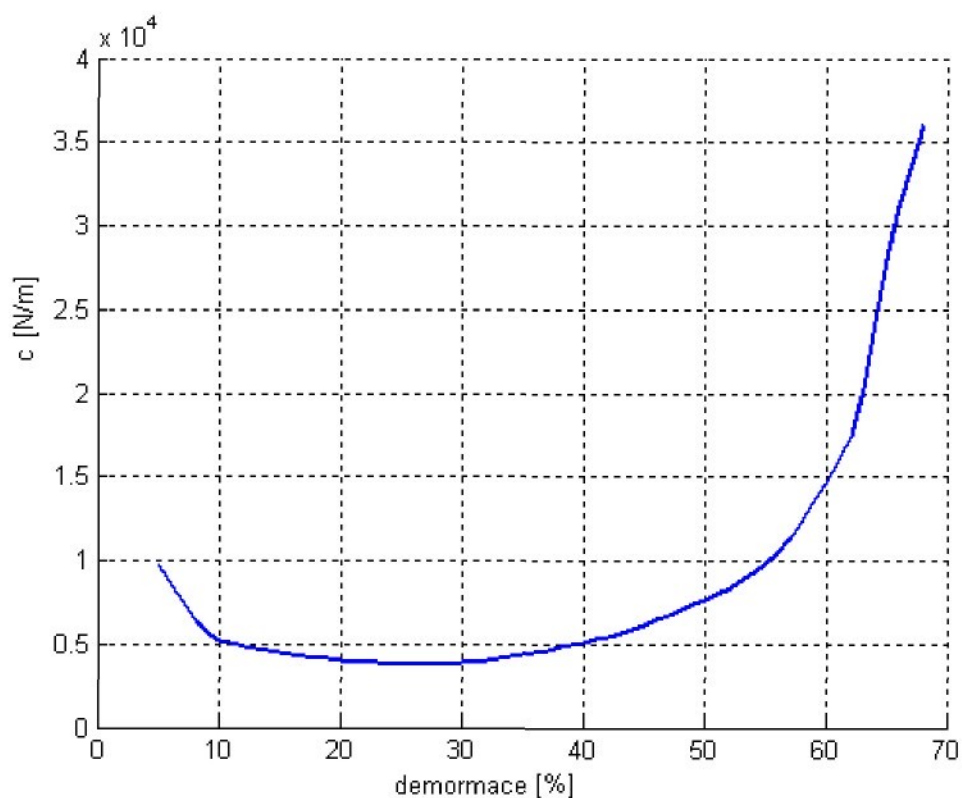
Materiálový model je rozdělen podle dvou typů simulací:

- **Statika** – dosažení rovnovážné polohy
 - Pomocí statické charakteristiky (obr. 3.3.10)
 - Lze modelovat dosažení H-bodu
 - Lze modelovat rozložení tlaku v kontaktní zóně

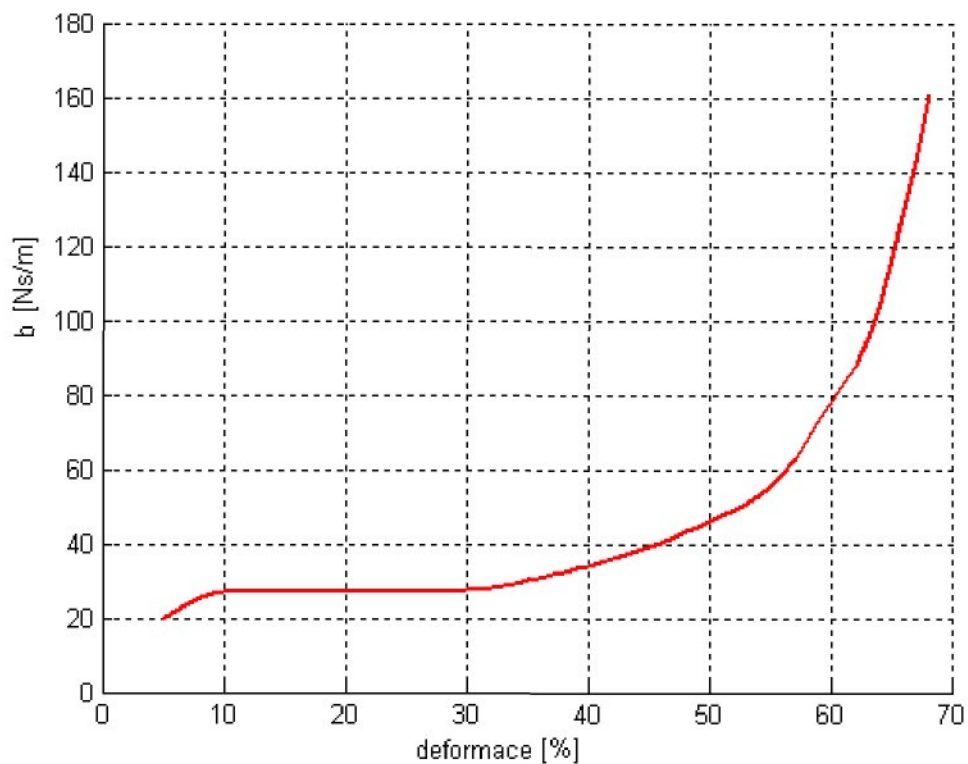


Obr. 3.3.10 : Statická charakteristika

- **Dynamika** – modelování přenosových charakteristik
 - Použití **Kelvinova modelu** – závislost tuhostního a tlumícího koeficientu na míře deformace PU pěny (obr. 3.3.11 a 3.3.12)



Obr. 3.3.11: Průběh tlumicího koeficientu



Obr. 3.3.12: Průběh tlumicího koeficientu

Každý potah na automobilové sedačce je při sestavení sedačky předepnutý, aby nevnikaly jeho deformace při dlouhodobém zatěžování. Potah působí i na PU pěnu a dráty, které mají funkci uchycení potahu k PU pění. Systém PAM COMFORT umožňuje simulovat toto předepnutí při sestavení kompletní automobilové sedačky.

Materiálový model vyžaduje zadání hustoty, statické charakteristiky podle Metodiky 1, charakteristiky pro napínání, popřípadě pro odlehčení pro tlak i tah (obr. 3.3.13).

Comfort foam material (47)

Location:

Name: ID:

Global properties | Static properties | Dynamic properties

Density:

Advanced... OK Cancel

Comfort foam material (47)

Location:

Name: ID:

Global properties | Static properties | Dynamic properties

Compression curves

For loading:

For unloading:

Tension curves

For loading:

For unloading:

Advanced... OK Cancel

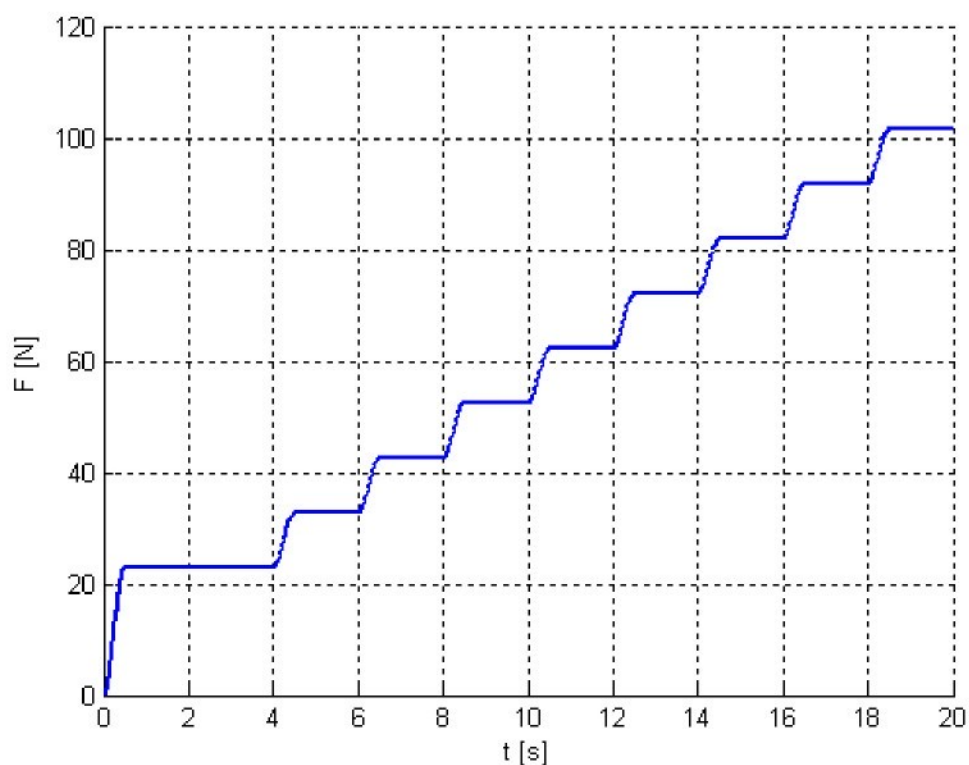
Obr. 3.3.13: Formulář pro zadávání hodnot a křivek pro materiál č.47

Model pro simulaci zatížení vzorku z PU pěny má stejné parametry jako při reálném experimentu (rozměry 100 x 100 x 50 mm). Je zatěžován hmotností podle tabulky 3.3.1.

Hmotnost závaží s pojezdovou deskou [kg]										
2.35	3.35	4.35	5.35	6.35	7.35	8.35	9.35	10.35	11.35	12.35
Deformace [%]										
5.11	10.03	27.65	41.12	49.34	55.32	59.4	62.38	64.09	65.73	68.36

Tab. 3.3.1

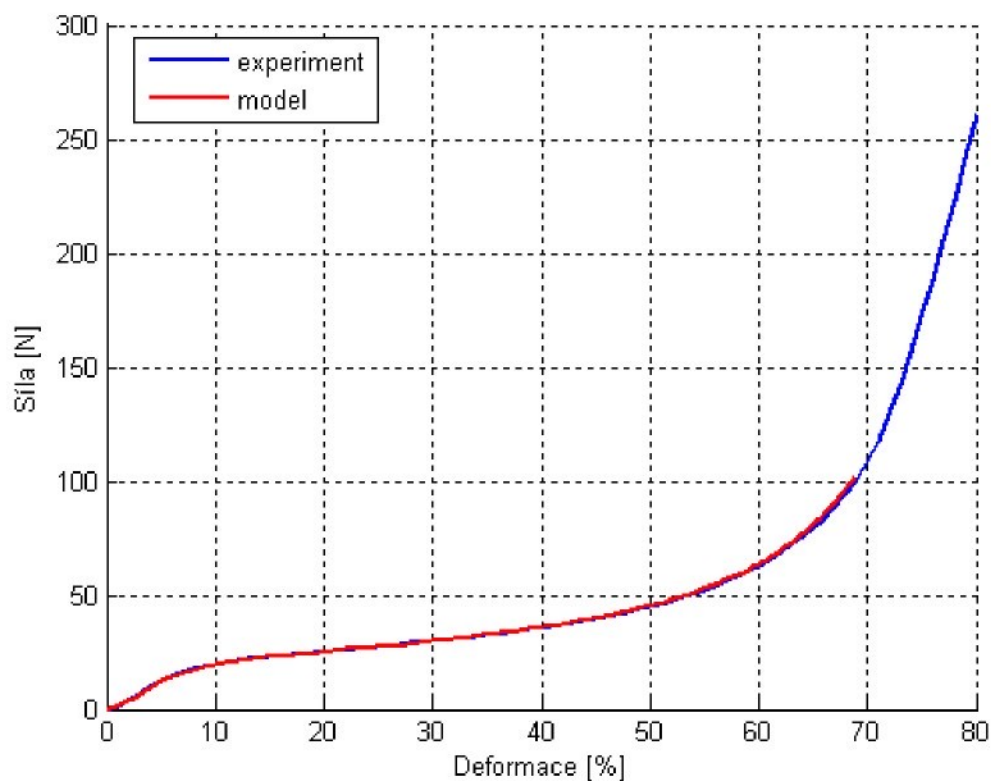
Zatížení představuje definici zatěžovací síly (Concetrated Load - CONLO). Tato simulace představuje dosažení rovnovážné polohy při zatížení definované hmotnosti (stejně jako lidské tělo zatěžuje sedačku po usednutí).



Obr. 3.3.14: Průběh zatěžovací síly

První úsek, kde dochází k většímu silovému účinku, odpovídá hmotnostnímu skoku z 0 na 2,35 kg. Kvůli stabilitě je stanoven jako dvojnásobný (obr. 3.3.14).

Výsledky simulace jsou na obr. 3.3.15.



Obr. 3.3.15: Výsledek simulace

3.3.3 Závěr

Použitím Metodiky 1 a užitím výpočetní metody v PAM COMFORTU nastala při simulaci rovnovážné polohy při zatěžování vzorku PU pěny dobrá shoda se skutečností.

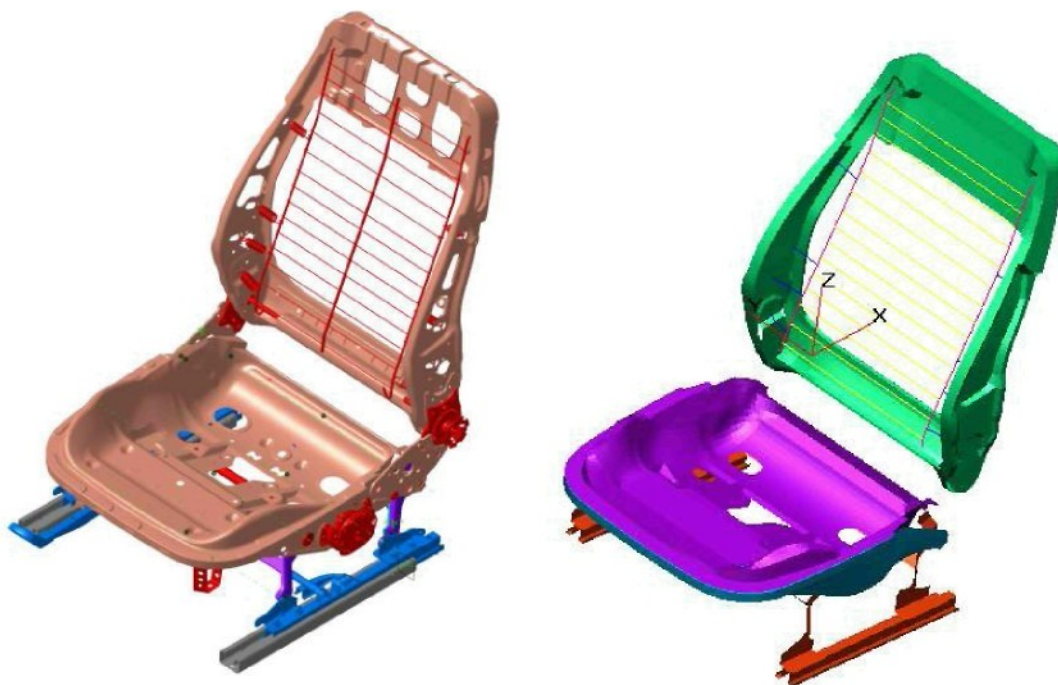
3.4. FE model automobilové sedačky

Sestavení kompletního modelu sedačky

CAD data poskytla společnost Škoda-Auto z modelu SK25 (Fabia) v prostředí CATIA. Tato data byla velmi podrobná a v prostředí HYPERMESH (speciální software pro tvorbu FE sítí společnosti HYPERWORKS) byla zjednodušena a pokryta sítí konečných prvků. Tento model lze použít pro simulaci dosažení H-bodu (osa rotace kyčelního kloubu), pro rozložení tlaku v kontaktní zóně a pro simulaci přenosových charakteristik.

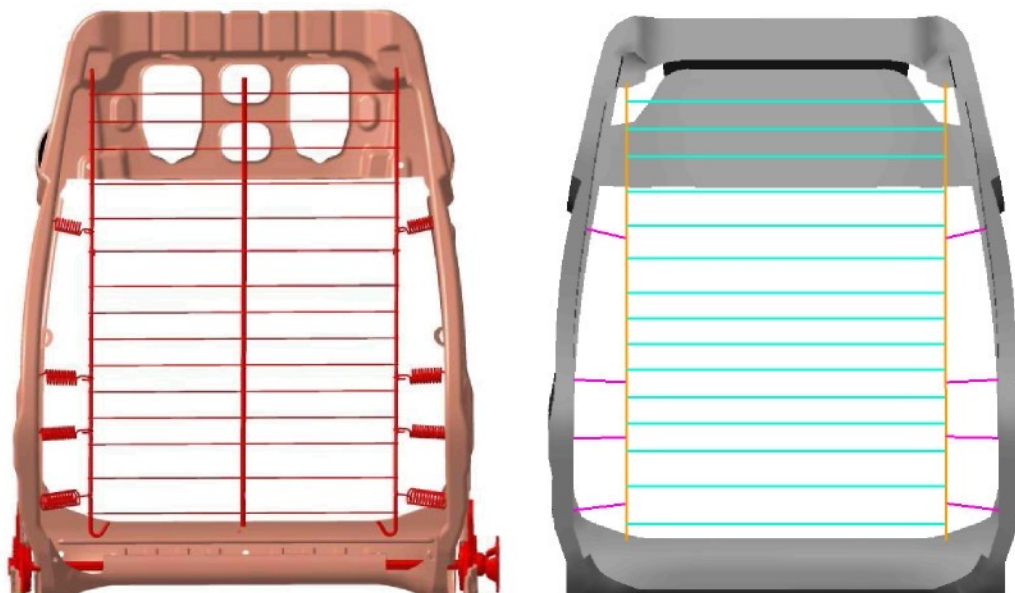
Rám

Rám bude definován jako tuhé těleso, požadavek na minimální délku elementu je 5 mm (obr. 3.3.16).



Obr. 3.3.16: Rám CATIA (Design Data) a FE model

Síť z drátů na opěradle je sestavena z deformovatelných 1D elementů (obr. 3.3.17). Jejich velikost je pro dosažení výpočtového kroku $2 \mu s$, 11 mm. Jejich uchycení v rámu je vytvořeno pomocí K-jointů. Tento typ spojení vytvoří virtuální element (pružinu) spojující dva elementy. Na reálné sedačce je síť z drátů spojena s rámem pružinami.



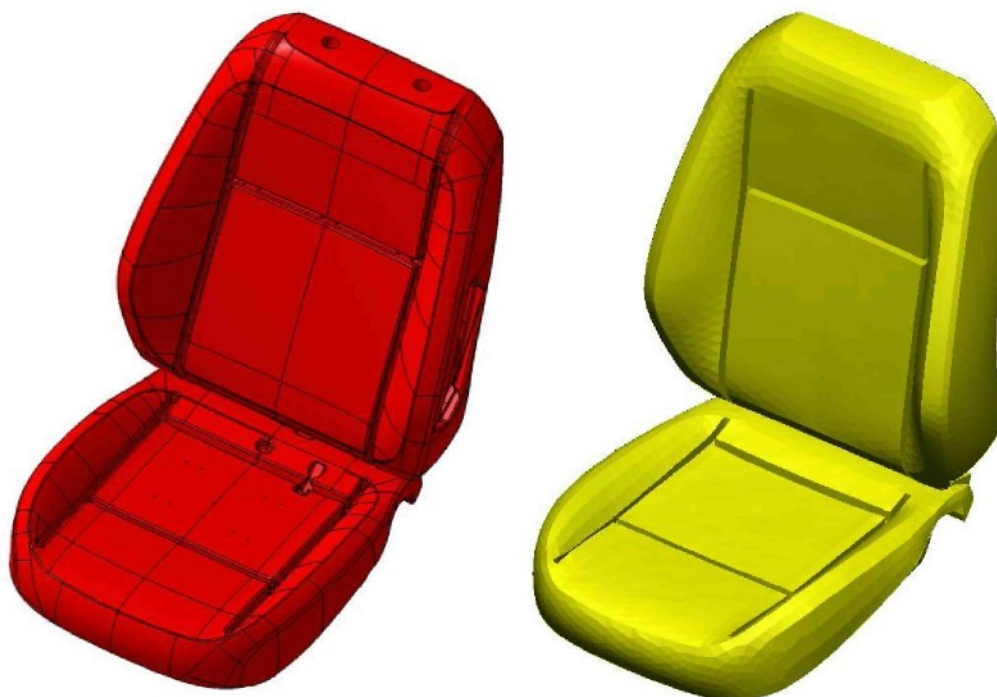
Obr. 3.3.17: Rám opěráku CATIA (Design Data) a FE model

Materiálové charakteristiky jednotlivých pružin (4 typy) vycházejí z tahových zkoušek.

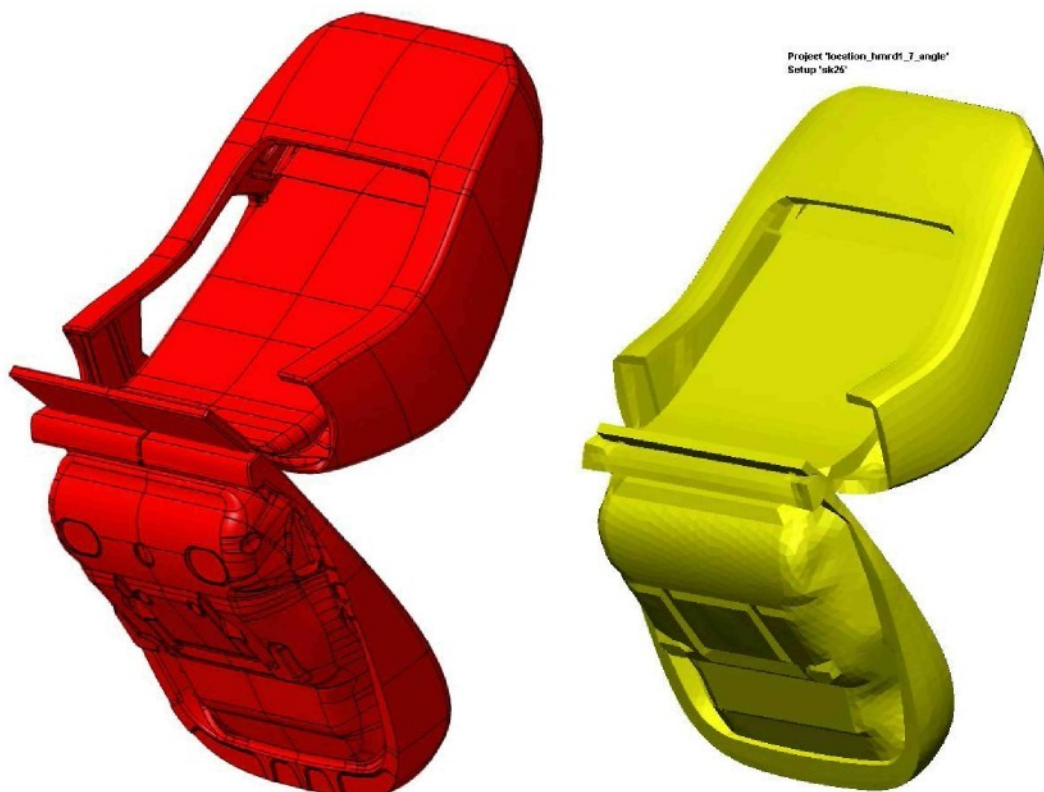
PU díly – sedák a opěrák

CAD data pěnových dílů byla získána z formy při výrobě. Minimální velikost elementu je dána na 7 mm. Z důvodu složité geometrie jsou použity 3D elementy typu TETRA (obr. 3.3.18 a 3.3.19). Geometrie vstupních geometrických dat je výrazně zjednodušena (jsou potlačena malá zaoblení atd.).

Tyto pěnové díly představují nedeformovaný tvar sedačky před konečným natažením potahové látky. Ve skutečnosti je výsledný tvar jiný kvůli uchycení potahu. Potahová látka je předeprnutá, aby se při uvolnění sedačky netvořily vlnky způsobené relaxací a tečením potahového materiálu.



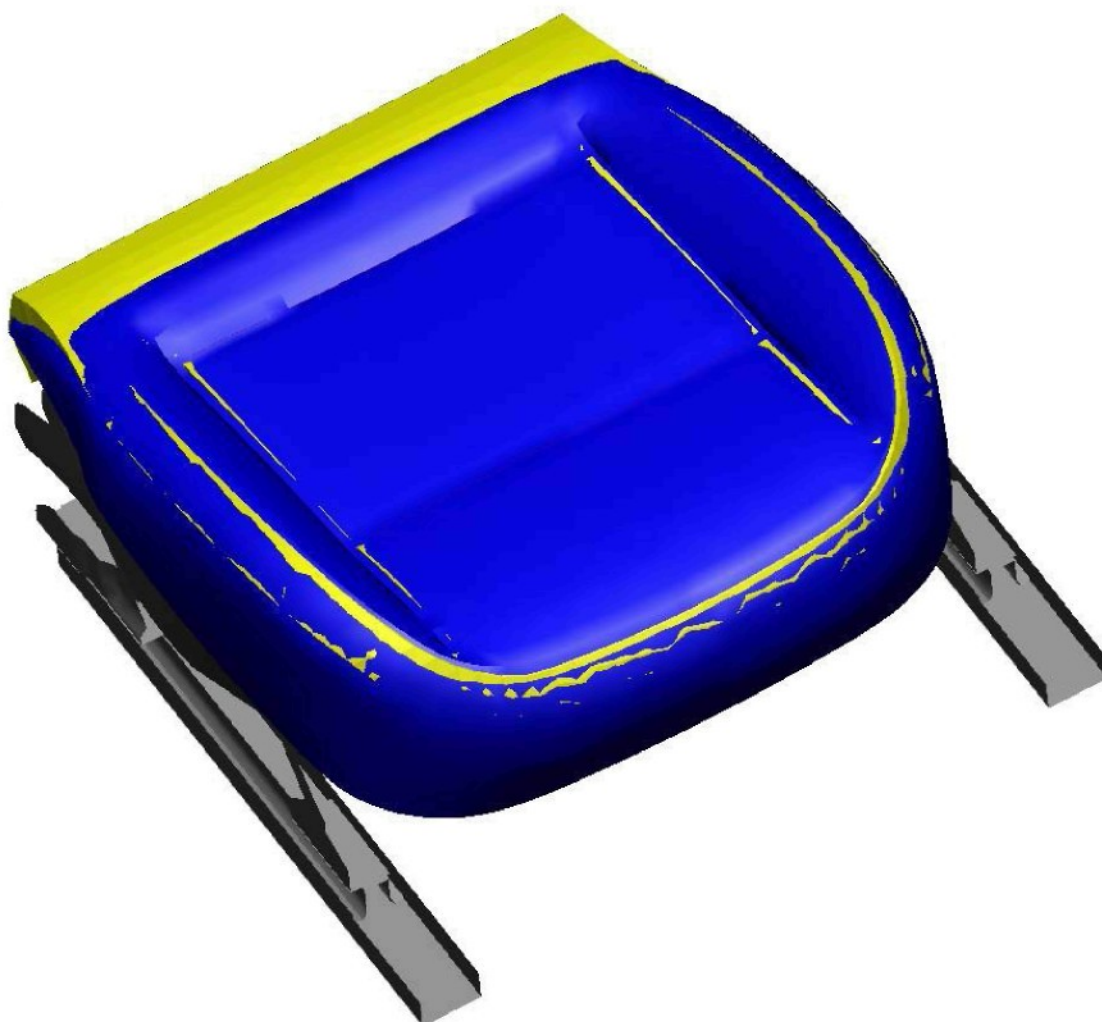
Obr. 3.3.18: Pěnové díly CATIA (Design Data) a FE model



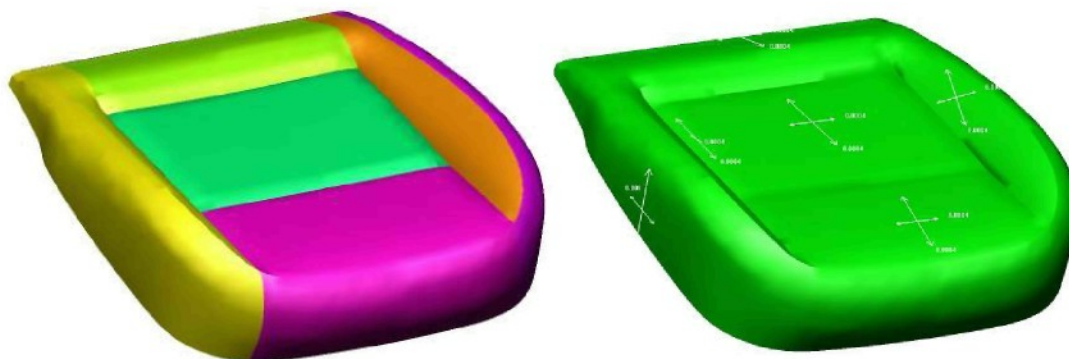
Obr. 3.3.19: Pěnové díly CATIA (Design Data) a FE model – zadní pohled

Potahová látka

Geometrie potahové látky vychází z výsledného tvaru sedačky (obr.3.3.20), tedy z již předepnuté potahové látky a zdeformované pěny. Při vložení potahové látky do modelu dochází k průnikům PU sedáku. Míra počátečního předpětí byla získána mechanickou metodou pomocí měřidla přiloženého k povrchu potahové látky. Byly změřeny předepnuté rozměry potahové látky ve dvou hlavních směrech ve všech oblastech. Pro simulaci rovnovážné polohy je zatím potahová látka pouze na sedáku, kde hraje významnou roli při dosažení předepsaného H-bodu.



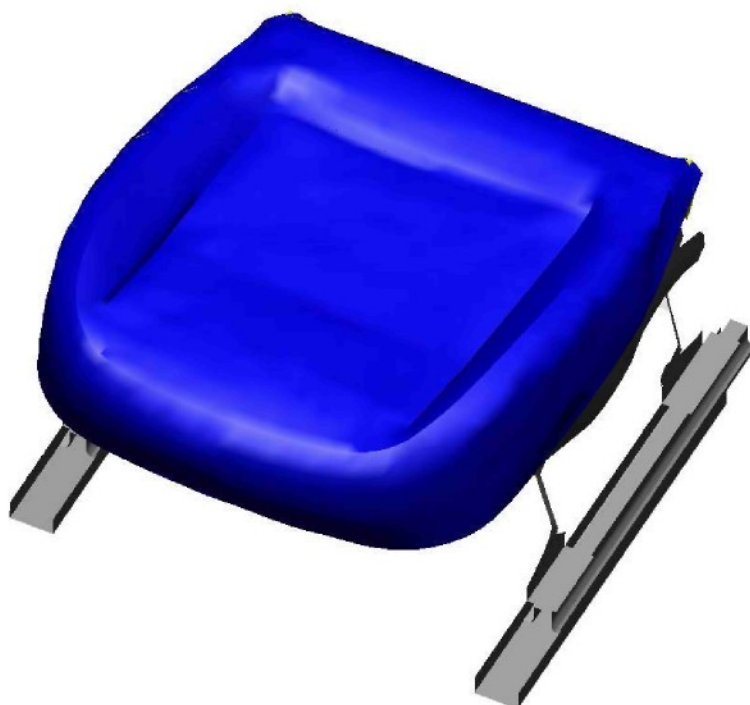
Obr. 3.3.20: Potahová látka na sedáku před výpočtem předpětí



Obr. 3.3.21: Potahová látka sedáku – výpočet ve směru útku a osnovy

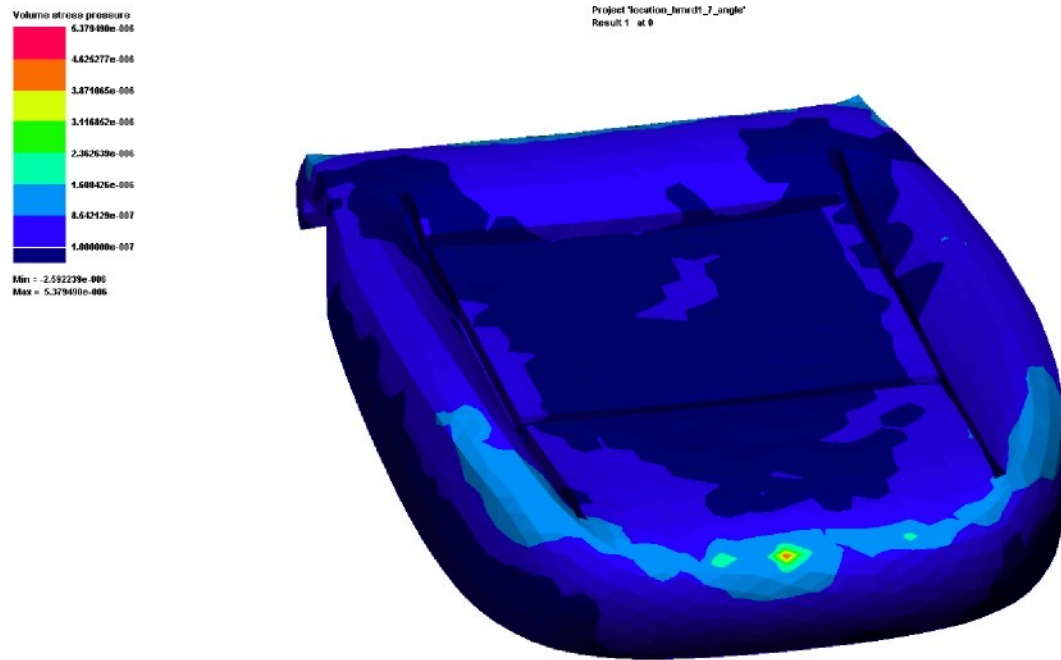
Délka výpočtu je 200 ms. Po zadání počátečního předpětí v obou směrech na každém dílu potahu (obr. 3.3.21) je spuštěn výpočet.

Systém používá metodu Initial Metric a virtuální party, které stlačí sedák pod potahovou látku. Po stlačení předepne potah na předepsanou hodnotu napětí a uvolní stlačený sedák. Po dosažení rovnovážné polohy je sedák zobrazen na obr. 3.3.22.



Obr. 3.3.22: Předepnutý potah

Zobrazení napětí na deformovaném PU sedáku je znázorněno na obr. 3.3.23.



Obr. 3.3.23: Deformovaný PU sedák

Model kompletní sedačky SK25

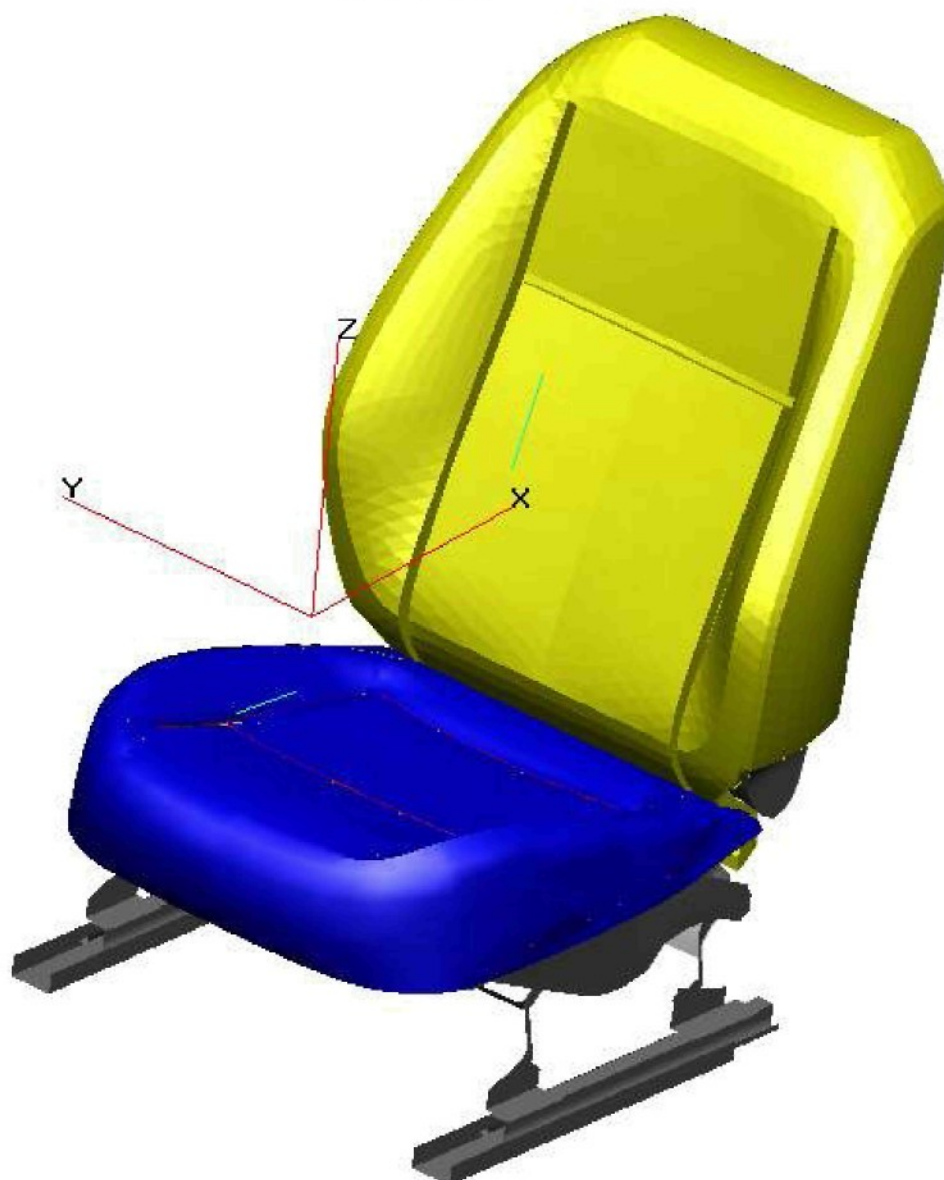
Sestavený model sedačky SK25 (obr. 3.3.20) obsahuje:

- Kompletní rám sedačky
- Díly z PU pěny
- Spojovací systém potahu k sedáku (Hog Rings) a dráty v PU sedáku, v potahu a mřížku na opěráku upevněnou pružinami
- Předepnutý potahový materiál a stlačené díly z PU pěny v rovnovážné poloze
- Statické materiálové charakteristiky použitých materiálů

Tento model je již připraven na definici zátěže.



Project 'location_hmrd1_3'
Result 1 at 0



Obr. 3.3.20: FE model sedačky

3.5. Závěr

Nelze nalézt materiálový model, který by platil obecně pro všechny typy chování. Je vhodné se zaměřit na jednu oblast, ve které je možné popsat vlastnosti PU materiálu při splnění daných počátečních a okrajových podmínek.

Byl sestaven Kelvinův reologický model. V tomto modelu není zahrnuta relaxace napětí ani tečení materiálu. Statická a dynamická analýza proto probíhala vždy po době stanovené tak, aby došlo k rovnovážnému stavu, při kterém nedochází k již tolik významným změnám ve struktuře materiálu. Tyto charakteristiky byly použity při tvorbě reologického modelu. Tento model měl analyzovat tuhostní a tlumící vlastnosti v závislosti na velikosti zátěže. V modelovém a reálném experimentálním prostředí byly dodrženy stejné počáteční i okrajové podmínky stejně jako vstupní signály. Zesílení a vlastní frekvence odpovídají naměřeným charakteristikám. Průběh tuhostního a tlumícího koeficientu v závislosti na zátěži je silně nelineární. Tato analýza byla provedena pro tři typy pěn s různou hustotou.

Výsledky simulací zatěžování vzorku z PU materiálu odpovídají skutečnosti. PU materiál vykazuje silový účinek závislý na rychlosti deformace.

Produkty PAM CRASH a PAM COMFORT je možné použít při řešení kvazi-statických a zároveň dynamických úloh. PAM COMFORT je přímo uzpůsoben na simulaci zatěžování automobilové sedačky. Obsahuje materiálový model PU materiálu používající Kelvinův reologický model. Byl vytvořen FE model automobilové sedačky obsahující všechny prvky významně ovlivňující komfort sezení (potahová látka a její předeprnutí, dráty atd.).

4. Verifikace s testy automobilových sedaček

4.1. Analýza testů a verifikace sedaček se zátěží podle normy EHK17

Postup stanovení H-bodu pro místa k sezení v motorových vozidlech popisuje norma EHK17 [15].

H-bod

H-bod znamená střed otáčení trupu a stehna zařízení 3DH (HPM1 - označení v PAM COMFORT) umístěného na sedadle vozidla.

R-bod

R bod (vztažný bod místa sedění) znamená konstrukční bod definovaný výrobcem vozidla pro každé místo k sezení a stanovený ve vztahu k trojrozměrnému vztažnému systému.

Skutečný úhel trupu

Skutečný úhel trupu znamená úhel, který svírá svislice procházející H-bodem s čarou trupu, změřený pomocí úhloměrné stupnice sklonu zad na zařízení 3DH. Skutečný úhel trupu teoreticky odpovídá konstrukčnímu úhlu trupu (dovolené odchylky – [15]).

Vzájemná poloha R-bodu a H-bodu a vztah mezi konstrukčním úhlem trupu se považují pro dotyčné místo k sedění za uspokojivé, jestliže H-bod určený svými souřadnicemi se nachází uvnitř čtverce s vodorovnými a svislými hranami délky 50 mm, jehož úhlopříčky se potínají v R-bodu, a jestliže se skutečný úhel trupu liší od konstrukčního úhlu trupu nejvýše o 5°.

Skutečný úhel trupu je stanoven na 25°.

Pro dosažení shodných podmínek v reálném a simulačním prostředí je třeba dodržet počáteční a okrajové podmínky:

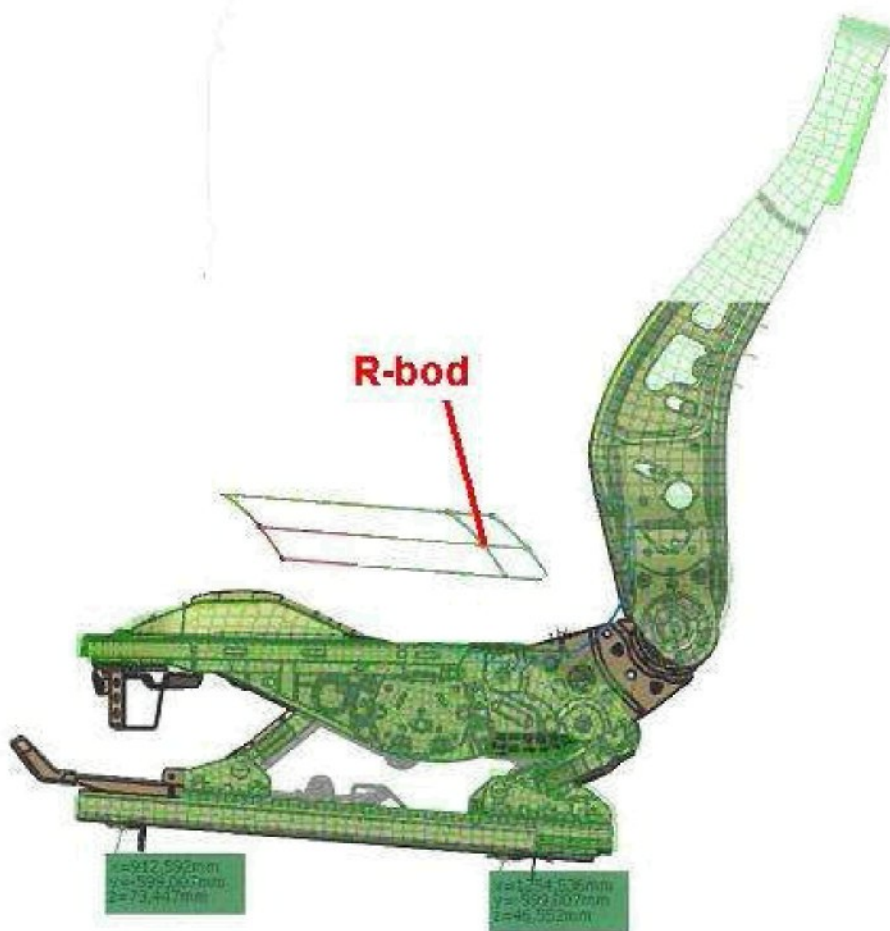
- Poloha sedačky v definovaném R-bodu (obr. 4.1.1)
- Poloha kloubu mezi chodidlem a bérce
- Úhel trupu

Poloha sedačky byla při reálném experimentu odměřena pomocí dvou bodů na pojezdech a R-bodu sedačky. Poloha zařízení 3DH je dána polohou paty a úhlu mezi chodidlem a bérce. Na obr. 4.1.1. je zobrazena poloha sedačky v daném R-bodu.

Rozměry a hmotnost zařízení 3DH (reálný experiment) a dummy HPM1 (simulace) je shodná. Metodika uvolňování závaží je shodná.

Dosažení rovnovážné polohy na sedačce využívá v prostředí PAM COMFORT statické charakteristiky PU materiálu.

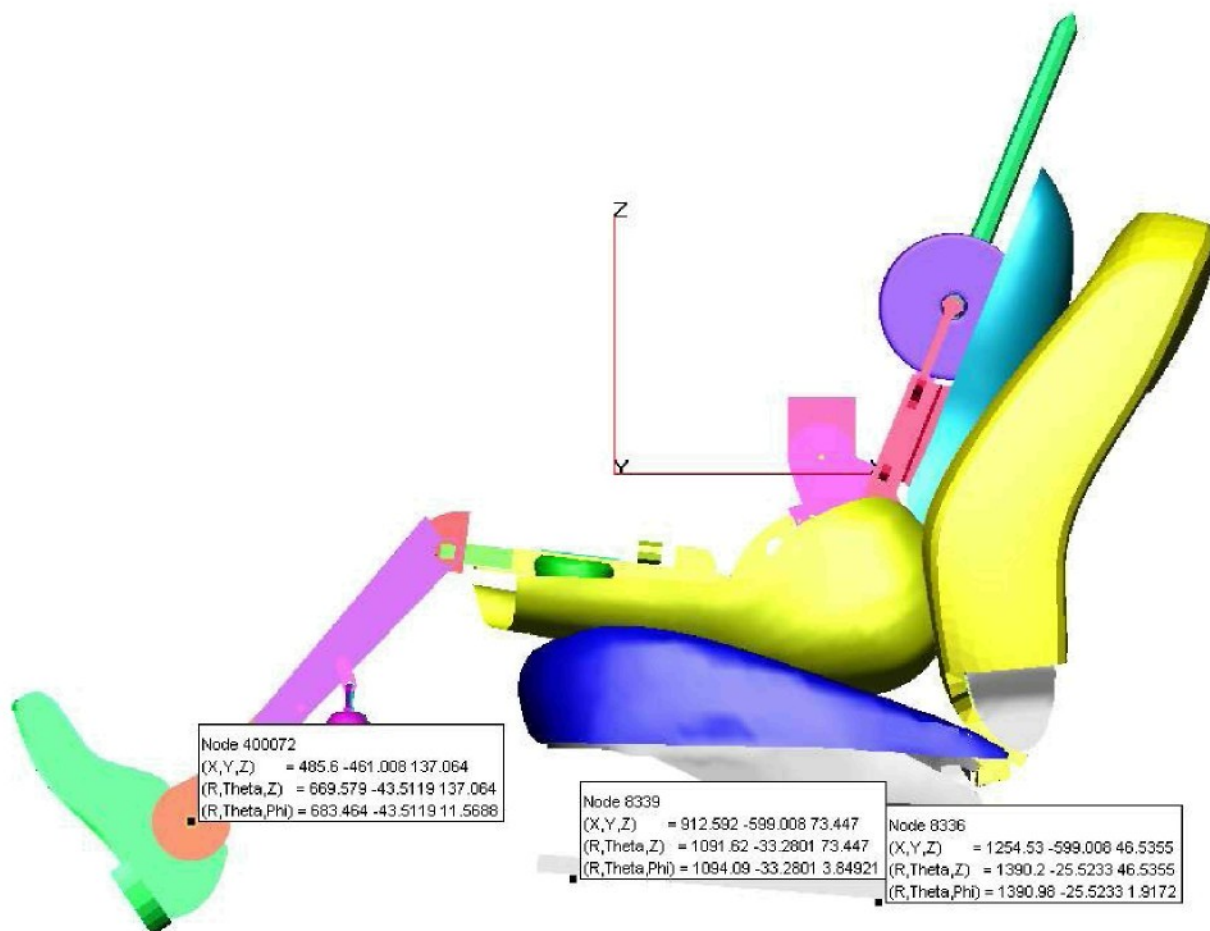
Následující obrázek zachycuje polohu a sedáku ze vstupních dat z prostředí CATIA a zároveň FE model sedačky. Diagram nad sedákem definuje pozici R-bodu sedačky, která je v tomto případě výškově stavitelná. Sedačka je nastavena do správného R-bodu, obrysy vstupní geometrie a FE modelu se překrývají (obr. 4.1.1).



Obr. 4.1.1: Poloha R-bodu sedačky v modelu a ve vstupních datech (CATIA)

Poloha sedačky je tedy dána polohou pojezdových lyžin a R-bodu.

Poloha zařízení 3DH (HPM1) je dána změřeným bodem odpovídající kloubu mezi chodidlem a bérce (obr. 4.1.2).

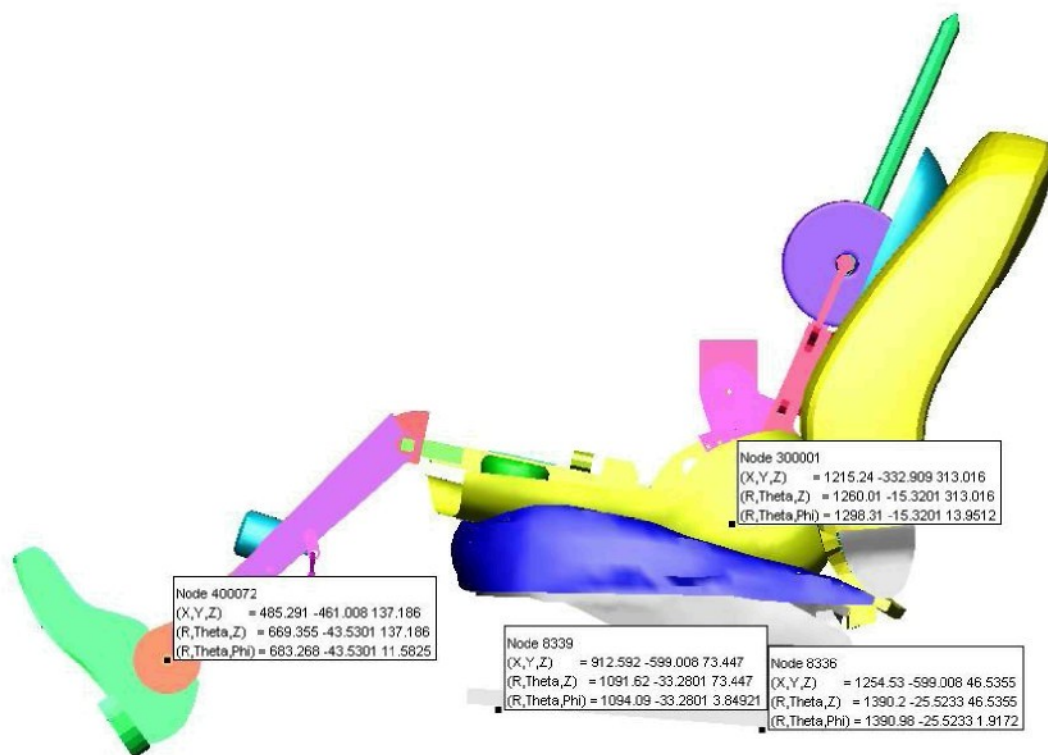


Obr. 4.1.2: Poloha HPM1 v modelovém prostředí

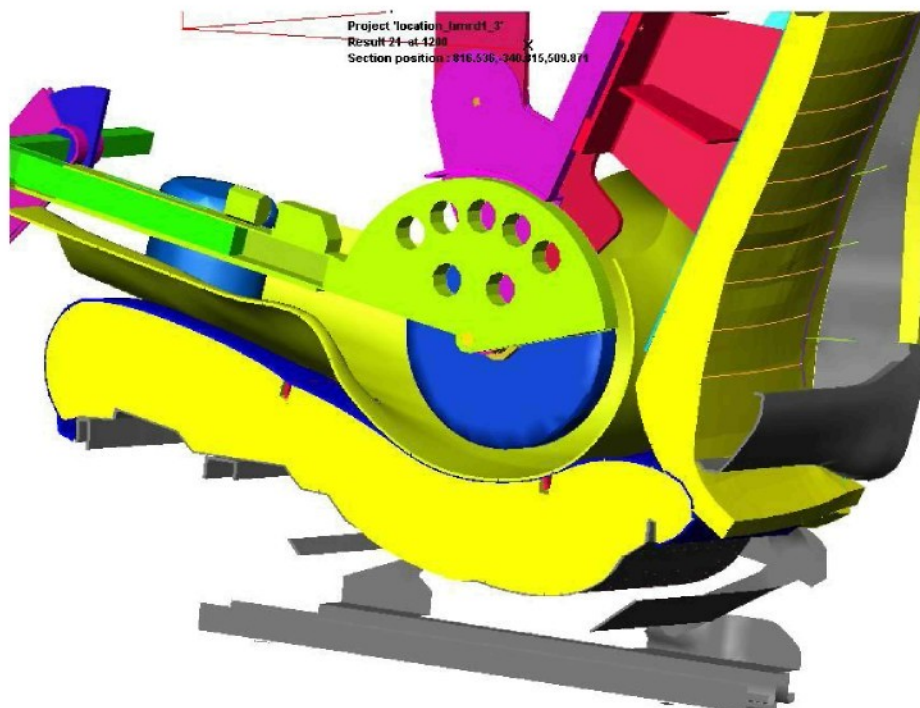
Délka simulace je 1200 ms. Během této doby se postupně přidávají hmoty působící na HPM1. V modelu sedačky jsou všechny prvky, které mají významný vliv na její vlastnosti:

- PU pěna – statická charakteristika
- Potahová látka – statické charakteristiky v obou směrech (osnova, útek)
- Dráty – uvnitř PU sedáku, potahové látky, drátěná síť na opěráku
- Ocelová oka (Hog Rings), která přichycují potah k PU sedáku
- Počáteční předpětí potahové látky

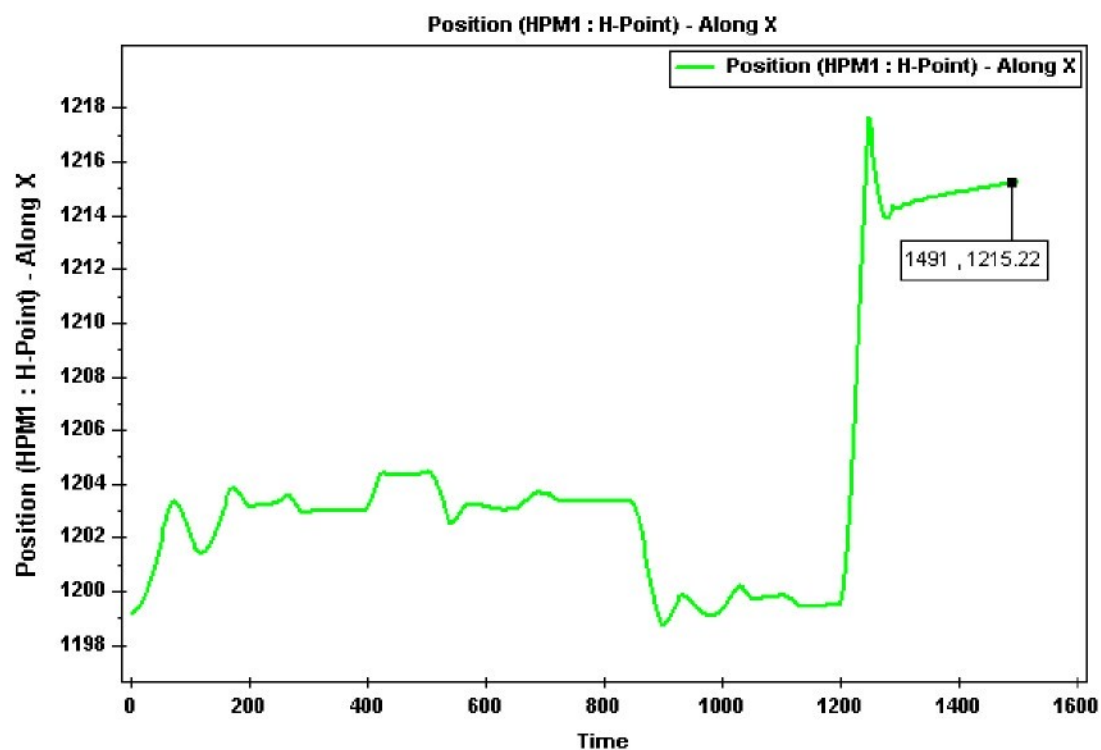
Výsledek simulace dosažení rovnovážné polohy je na obr. 4.1.3 a 4.1.4. Posuv H-bodu v ose x,y a z je na obr. 4.1.5, 4.1.6 a 4.1.7.



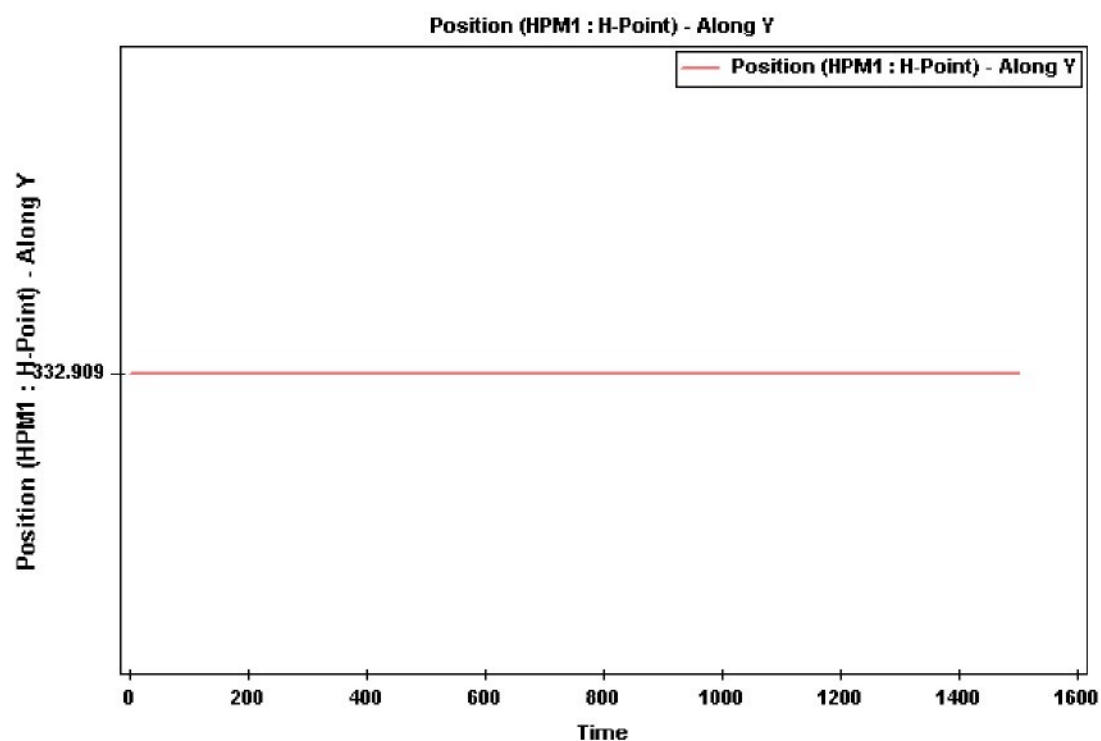
Obr. 4.1.3: Zátěž podle normy EHK17



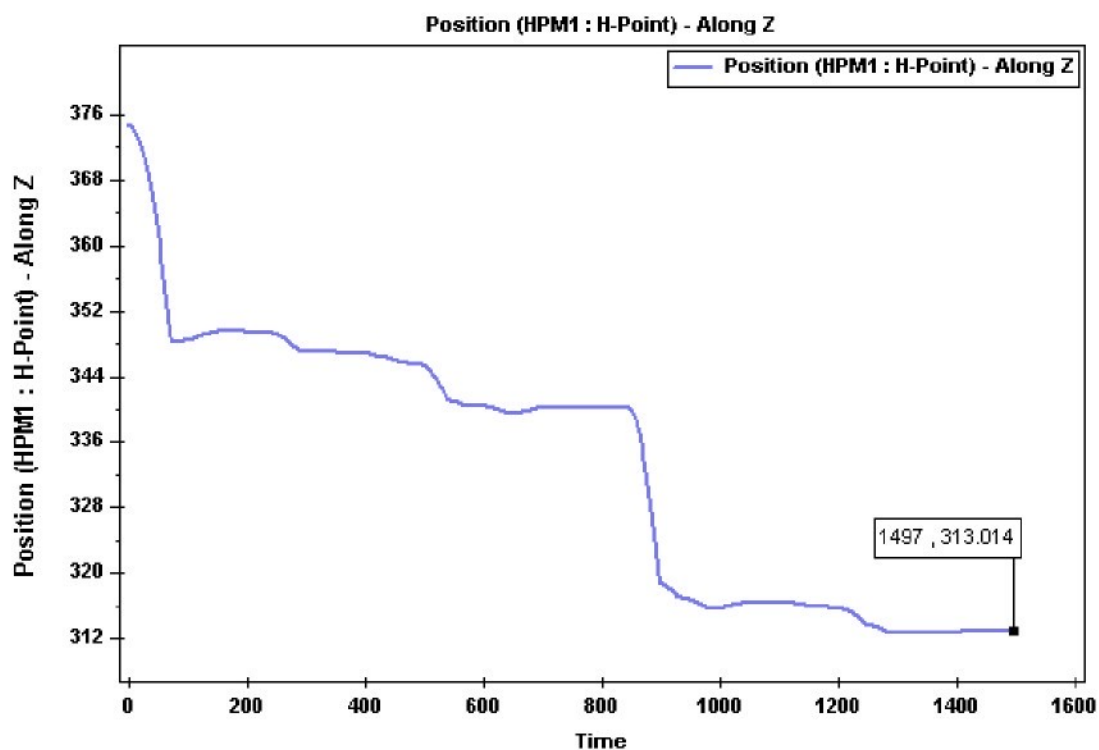
Obr. 4.1.4: Řez sedačky při dosažení rovnovážné polohy



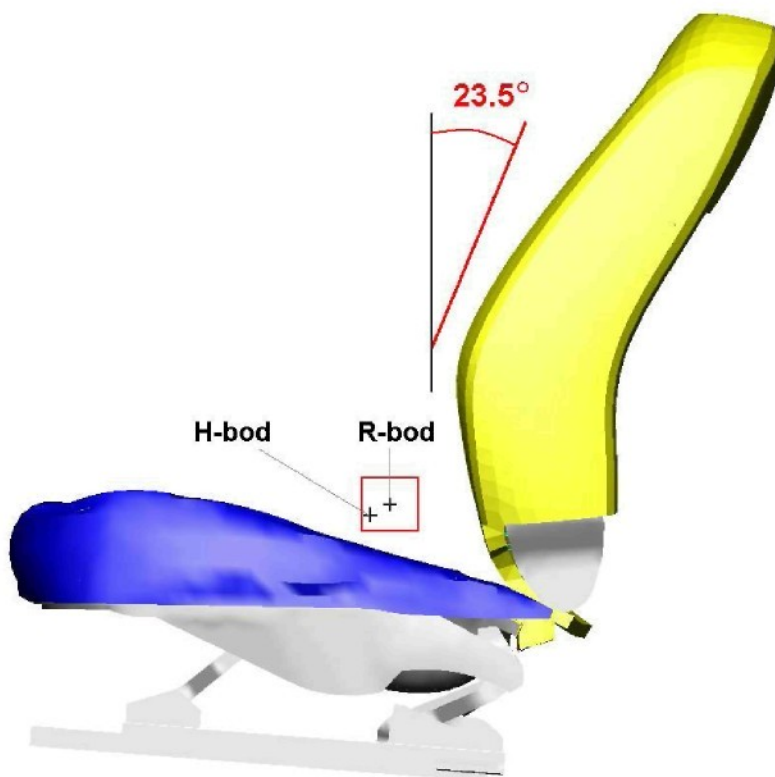
Obr. 4.1.5: Poloha H-bodu v ose x v průběhu simulace



Obr. 4.1.6: Poloha H-bodu v ose y v průběhu simulace



Obr. 4.1.7: Poloha H-bodu v ose z v průběhu simulace



Obr.4.1.8 : Výsledná poloha H-bodu HPM1 vůči R-bodu sedačky

Výsledná poloha H-bodu je [1215.22 ; -332.909 ; 313.014]. Pozice R-bodu jsou [1235 ; -333 ; 324]. Povolená tolerance podle normy EHK je vyznačena

červeným čtvercem okolo R-bodu sedačky (obr. 4.1.8). Výsledná poloha H-bodu HPM1 je vůči R-bodu sedačky uspokojivá.

4.2. Analýza testů a verifikace sedaček se zátěží hard-dummy

Profil (geometrie, tvar) tuhé figuríny hard-dummy se přibližuje tvaru lidského těla. Pomocí virtual hard-dummy se provádí analýza statických a dynamických (přenosových) charakteristik sedaček a analýza rozložení tlaku v kontaktní zóně.

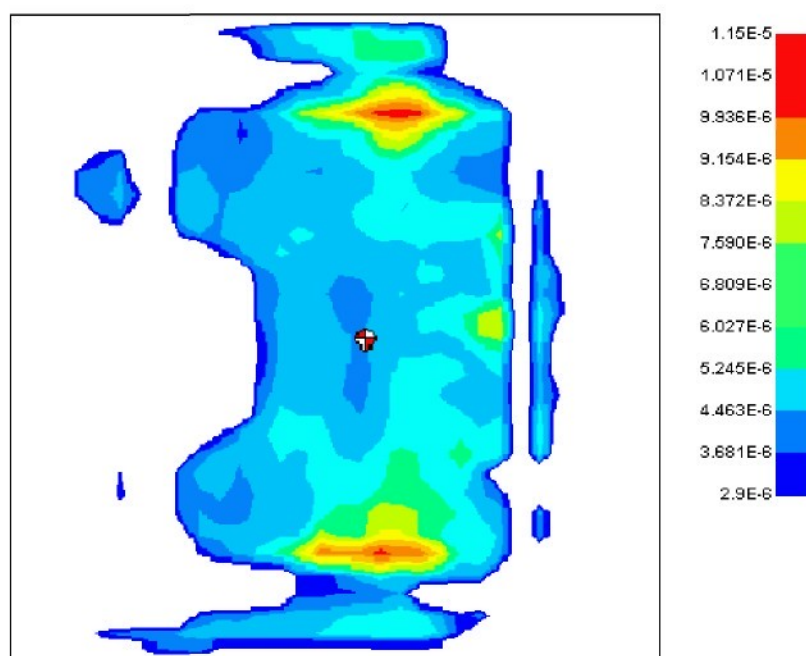
Rozložení tlaku v kontaktní zóně

Lidské tělo zatěžuje automobilový sedák velmi nerovnoměrně a v některých místech dochází k velkým lokálním rozdílům v kontaktních tlacích. Pro analýzu rozložení tlaku je používán XSENSOR X3 PX100:48.48.02. Tento senzor má aktivní plochu 601 x 601 mm a maximální zatížitelnost až 2.61 N/cm².

Tuhá figurína zatěžuje sedačku hmotností 55 kg (obr. 4.1.9). Kvůli vlivu tečení materiálu je provedena analýza po 10 minutách. Mapa rozložení tlaku v kontaktní zóně je na obr. 4.1.10. Špičky tlaku v kontaktní zóně vznikají v místě uchycení potahu k pěně. V tomto místě se nachází dráty, přičemž jeden drát je pevně spojen s potahovou látkou a druhý je zapěněn do sedáku. Jejich spojení zajišťují ocelové kroužky.



Obr. 4.1.10: Hard-dummy v rovnovážné poloze na sedačce
(reálný experiment)

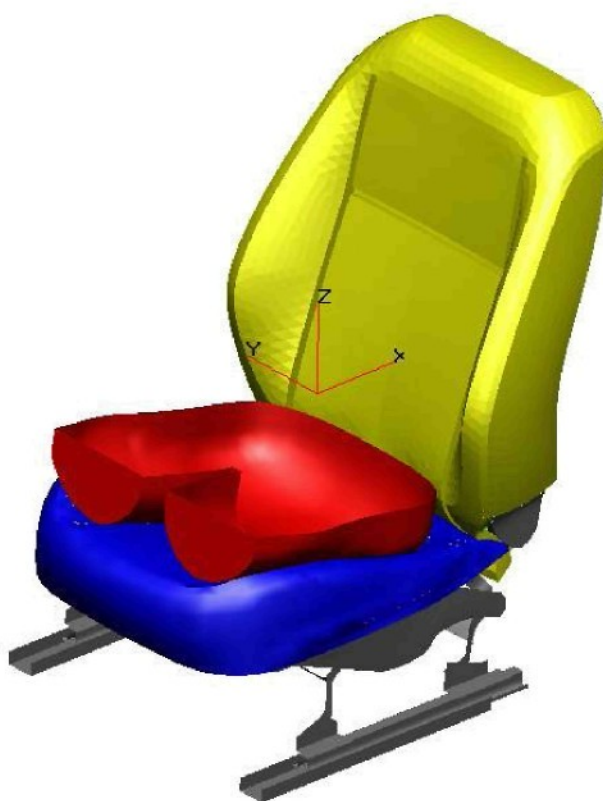


Obr. 4.1.10: Rozložení tlaku v kontaktní zóně při reálném experimentu

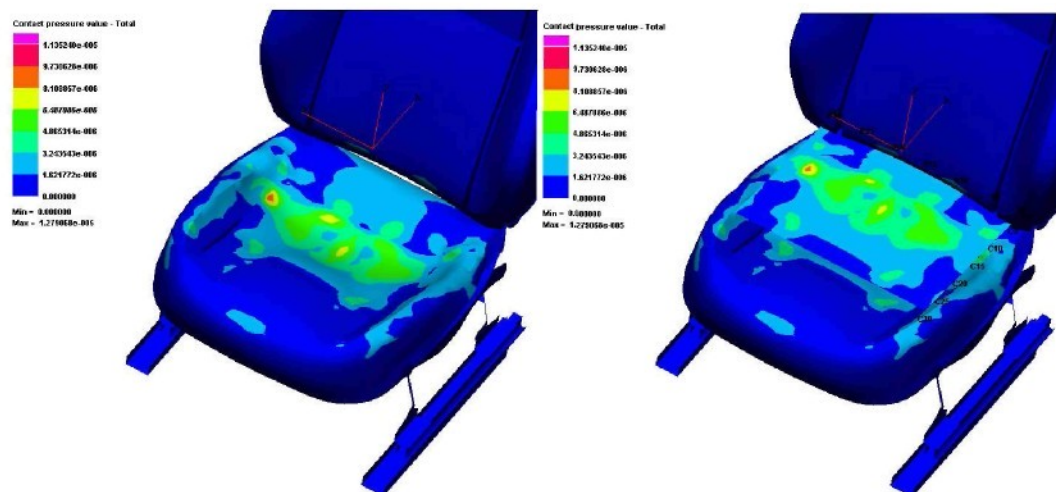
Simulace

Při simulaci rozložení tlaku v kontaktní zóně byl použit již připravený model automobilové sedačky s předpětím potahu. Materiálový model je stejný jako u simulace dosažení H-bodu. Jako zátěž je použita tuhá figurína virtual hard-dummy (obr. 4.1.11).

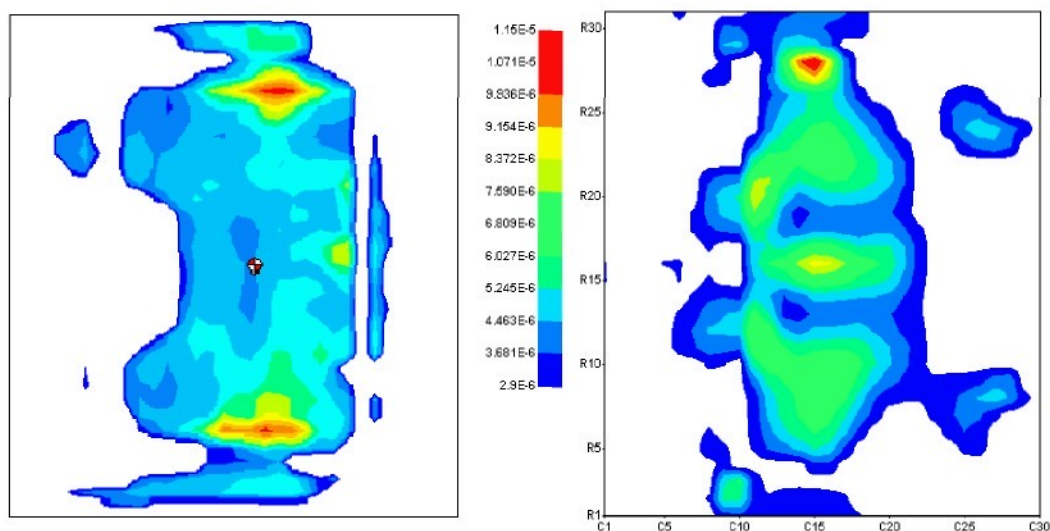
Na tuto figurínu jsou přidána závaží a celková hmotnost činí 55 kg. V prostředí PAM COMFORT lze zobrazit rozložení kontaktního tlaku přímo v kontaktní zóně či provést simulaci vloženého snímače rozložení tlaku a zobrazit analyzovaná data v rovině stejným způsobem jako při použití reálného senzoru XSENSOR X3 (obr. 4.1.12).



Obr. 4.1.11: Virtuální hard-dummy v rovnovážné poloze na sedačce
(virtuální experiment)



Obr. 4.1.12: Zatížení sedačky při virtuálním experimentu



Obr. 4.1.13: Porovnání rozložení tlaku v kontaktní zóně při reálném a virtuálním experimentu

Tlakové špičky se nacházejí na stejném místě. Maximální hodnota kontaktního tlaku při reálném experimentu je 1.2 Ncm^{-2} a z virtuálního experimentu činí 1.1 Ncm^{-2} (obr. 4.1.13).

4.3. Závěr

Poloha H-bodu zařízení HPM1 vůči R-bodu sedačky je při virtuálním experimentu uspokojivá.

Při zatěžování tuhou figurínou hard-dummy vznikají tlakové špičky v místě uchycení potahu k pění. Tento jev nastal i při virtuálním experimentu. Jejich maximální hodnoty vykazují při porovnání odchylku menší než 10%.

Závěr

Cílem disertační práce bylo navrhnout vhodný způsob vytvoření interaktivního modelu automobilové sedačky a zátěže, umožňující virtuální testování. Model sedačky obsahuje materiálový model PU pěny, předepnutou potahovou látku s jejím uchycením a drátěné výztuže.

Na základě analýzy reálných mechanických vibrací vstupujících do automobilové sedačky byly vygenerovány testovací signály. Tyto testovací signály simulují stejné dynamické namáhání sedaček jako při běžném provozu.

Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny byly zjišťovány testováním jednotlivých vzorků. Z analýzy statických charakteristik byly zjištěny tyto závěry:

- PU pěna vykazuje relaxaci napětí a tečení materiálu
- zatěžování konstantní deformací a konstantním silou (napětím) vykazuje shodné průběhy – lze určit statickou charakteristiku PU pěny oběma způsoby

Z analýzy dynamických charakteristik vzorků z PU pěny lze formulovat tyto závislosti:

- závislost napětí na deformaci je výrazně nelineární
- přenosové charakteristiky závisí na velikosti zátěže (deformaci) a testovacím signálu

Po vyhodnocení reálných statických a dynamických testů celého sedáku je možné formulovat následující závěry:

- polštář sedáku má stejné vlastnosti jako vzorek z PU pěny
- látkový potah významně ovlivňuje celkové vlastnosti automobilové sedačky

Pro popis dynamických vlastností PU materiálu byl vytvořen Kelvinův reologický model. Pro získání informací o tuhostních a tlumících vlastnostech vzorku z PU pěny byla provedena simulace přenosových charakteristik. Z analýzy simulací vyplynulo:

- tuhostní a tlumící koeficienty Kelvinova modelu jsou závislé na velikosti zátěže (deformaci)
- se vzrůstajícím zatížením (deformací) vykazuje tuhostní a tlumící koeficient Kelvinova reologického modelu nelineární průběh

Následně byly vlastnosti PU pěny verifikovány v modelovém prostředí. Ověření správnosti postupu určení materiálových parametrů PU pěn a zvoleného způsobu vytvoření virtuálního obrazu (modelu) bylo provedeno simulací materiálových testů. Byly simulovány reálné zatěžovací zkoušky vzorků polyuretanové pěny. Lze formulovat následující závěry:

- simulace materiálových testů prokázala dosažení dobré shody se skutečností

Virtuální model celé automobilové sedačky byl vytvořen na základě přesných geometrických (tvarových) parametrů. Postup stanovení H-bodu pro místa k sezení bylo provedeno podle normy EHK17. Vzájemná poloha R-bodu sedačky a výsledná poloha H-bodu je uspokojivá.

Byla vytvořena reálná a virtuální tuhá figurína pro laboratorní a virtuální testování (hard-dummy a virtual hard-dummy). Pomocí této figuríny bylo verifikováno rozložení tlaku v kontaktní zóně. Špičky kontaktních tlaků se objevily při reálném a virtuálním experimentu na shodných místech. Jejich maximální hodnoty vykazují při porovnání odchylku menší než 10%.

Dynamické vlastnosti PU pěny lze také implementovat do stávajícího virtuálního modelu a lze provést dynamickou simulaci pro analýzu přenosových charakteristik. Tato simulace je již mimo rámec mé disertační práce.

Literatura

- [1] Neil J. Masnfeld : Human response to vibration, CRC Press, 2005
- [2] M.J. Griffin : Handbook of Human vibration, Human Factors Research Unit, Institute of Sound and Vibration Research, The University, Southampton, UK, 2004
- [3] Cirkl D. : Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny, Disertační práce, TUL 2005
- [4] Thomas Michael Siegler : A comparative analysis of Air-inflated and foam seat cushions for truck seats, Thesis submitted to Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 2002
- [5] Murielle Maria Verver : Numerical tools for comfort analyses of automotive seating, Thesis submitted to Technical University Eindhoven, 2004
- [6] ČSN ISO 2631-1 : Vibrace a rázy – Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím
- [7] ČSN ISO 13090-1 : Vibrace a rázy – Pokyny pro bezpečnostní hlediska zkoušek a pokusů na lidech
- [8] ČÍŽEK, V., "Diskrétní fourierova transformace a její použití", SNTL, DT 517.443
- [9] Ivan Dobiáš : Nelineární dynamické soustavy s náhodnými vstupy, Academia Praha, 1988
- [10] Vlach B., Foret, R : Mechanické vlastnosti pevných látek, Ústav materiálových věd a inženýrství, FSI VUT Brno 2007
- [11] Mergl C. : Entwicklung eines Verfahrens zur Optimierung des Sitzkomforts auf Automobilsitzen, Technischen Universität München 2005
- [12] PAM-SCL (Solid Core Library) Version 2000, Theory Notes Manual
- [13] PAM-CRASH, PAM-SAFE 2007 Solver Notes Manual
- [14] PAM-CRASH, PAM-SAFE 2007 Solver Reference Manual

- [15] E/ECE/324-E/ECE/TRANS505/Rev.1/Add.94 Předpis č.17 – Příloha 3 – Postup stanovení H bodu a skutečného úhlu trupu pro místa k sedění v motorových vozidlech, Translation TUV Praha, 2004
- [16] Petřík, J. : Model of the foam cushion with harddummy. Kosice, 2007, 230, ISBN 978-80-8073-874-7
- [17] Petřík, J. : FE model of the foam cushion. Plzeň, 2007, ISBN 978-80-7043-597-7
- [18] Petřík, J. : Rheologic model of the polyurethane specimen, In Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronických sústav MM aMS²2008., TU Košice. Acta Mechanica Slovaca. ISSN 1335-2393.
- [19] Petřík, J. : Dynamic rheologic model of the polyurethane specimen, In. 49. mezinárodní conference kateder částí a mechanismů strojů . ISBN 978-80-7043-718-6.
- [20] Fliegel, V. – Martonka, R.: Biomechanical system – human and seat. In. Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronických sústav MM aMS²2007., TU Košice, UVZ Hermany, 17.-19.10.2007. AT&P Journal Plus. ISSN 1336-5010.
- [21] Fliegel, V. – Martonka, R : Characteristics properties pu foam. In. 49. mezinárodní conference kateder částí a mechanismů strojů. ISBN 978-80-7043-718-6.
- [22] Fliegel, V. – Martonka, R : Forces and kinematic analysis damping cushion of car seat, In. 49. mezinárodní conference kateder částí a mechanismů strojů . ISBN 978-80-7043-718-6.
- [23] Fliegel, V. – Martonka, R : Automobile seats – simulation characteristics seats. In Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronických sústav MM aMS²2008., TU Košice. Acta Mechanica Slovaca. ISSN 1335-2393.
- [24] Fliegel, V. – Martonka, R : Experimental measuring properties of filling material car seat – Measuring device. In Zb. Medzin. konferencie Modelovanie mechanických a mechatronických sústav MM aMS²2008., TU Košice, Červený Klášter , 14.-16.10.2008. Acta Mechanica Slovaca. ISSN 1335-2393.

- [25]** Fliegel, V. - Barbora, J. - Zůbek, T. - Petřík, J. - Mevald, J. - Círk, D. - Fridrichová, L.: Metodika hodnocení sedaček a experimentálního postupu [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU , Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.001. 96 s.
- [26]** Fliegel, V. - Barbora, J. - Zůbek, T. - Petřík, J. - Mevald, J. - Círk, D. - Fridrichová, L.: Metodika hodnocení sedaček a experimentálního postupu [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU , Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.002. 87 s.
- [27]** Fliegel, V. - Barbora, J. - Zůbek, T. - Petřík, J. - Mevald, J. - Círk, D. - Fridrichová, L.: Analýza možnosti zdokonalení sedaček [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.003. 98 s.
- [28]** Fliegel, V. - Círk, D. - Petřík, J.- Martonka, R. Spolupráce ve vývoji automobilových sedaček, hodnocení vlastností z hlediska komfortu a bezpečnosti. [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2006. VYZ2006.001. 133 s.
- [29]** Fliegel, V.-Círk, D.- Petřík, J.- Martonka, R. Novák, O. Vliv frekvenčních přenosových charakteristik v systému člověk sedačka [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2007. VYZ2007.001. 93 s.
- [30]** Fliegel, V.-Novák, O.- Petřík, J.- Martonka, R. Testování a vývoj sedaček pro SK 461. [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2008. VYZ2008.001. 81 s.