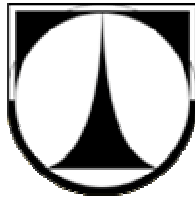


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA MECHATRONIKY, INFORMATIKY
A MEZIOBOROVÝCH STUDIÍ



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 Cirkl [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.

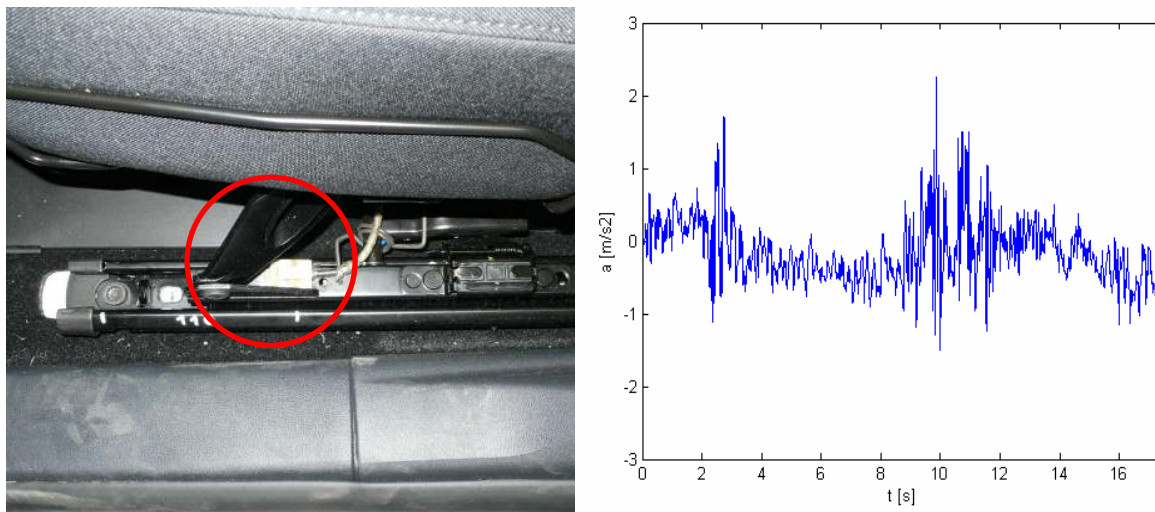
Úkoly, které disertační práce řeší, jsou v souladu s řešením Výzkumného záměru MSM 4674788501 a také s problematikou v rámci spolupráce se Škodou Auto a.s. a Volkswagen AG.

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 citlivé 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.

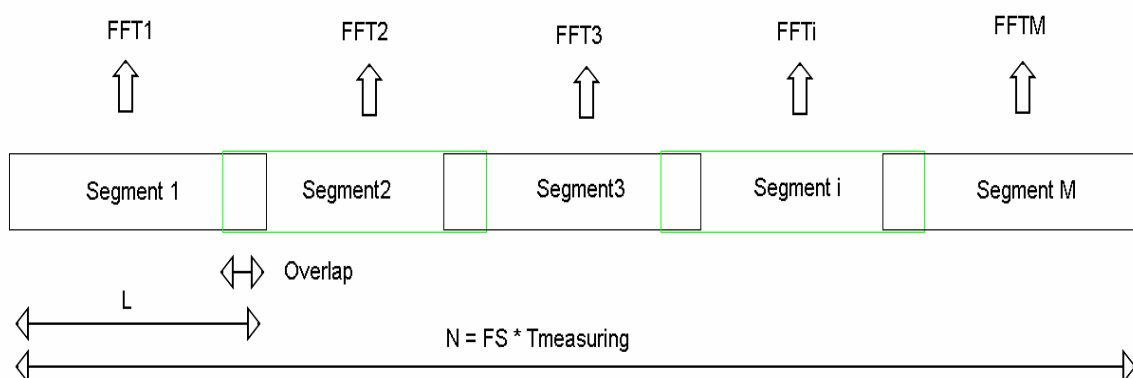
$$P_{xx} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \frac{|FFT_i(x_i, N_{s_i})|^2}{L} \quad (1.1.2)$$

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 %.

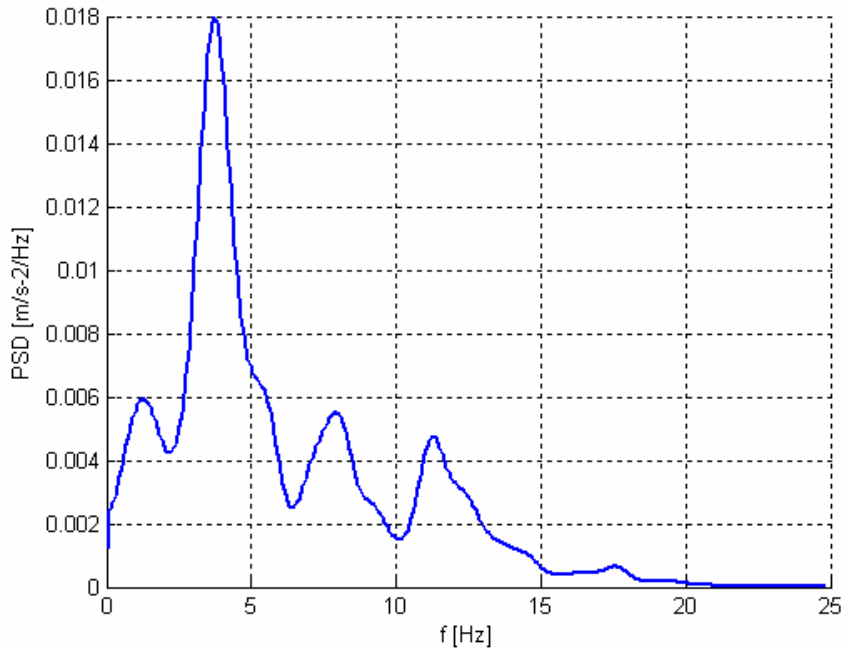
Metodika výpočtu spektrální hustoty rozdělením do jednotlivých segmentů s použitím okénka s překrytím se nazývá **Welchova metoda** (rovnice 1.1.3). Schéma výpočtu se nachází na obr. 1.1.2.

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



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.

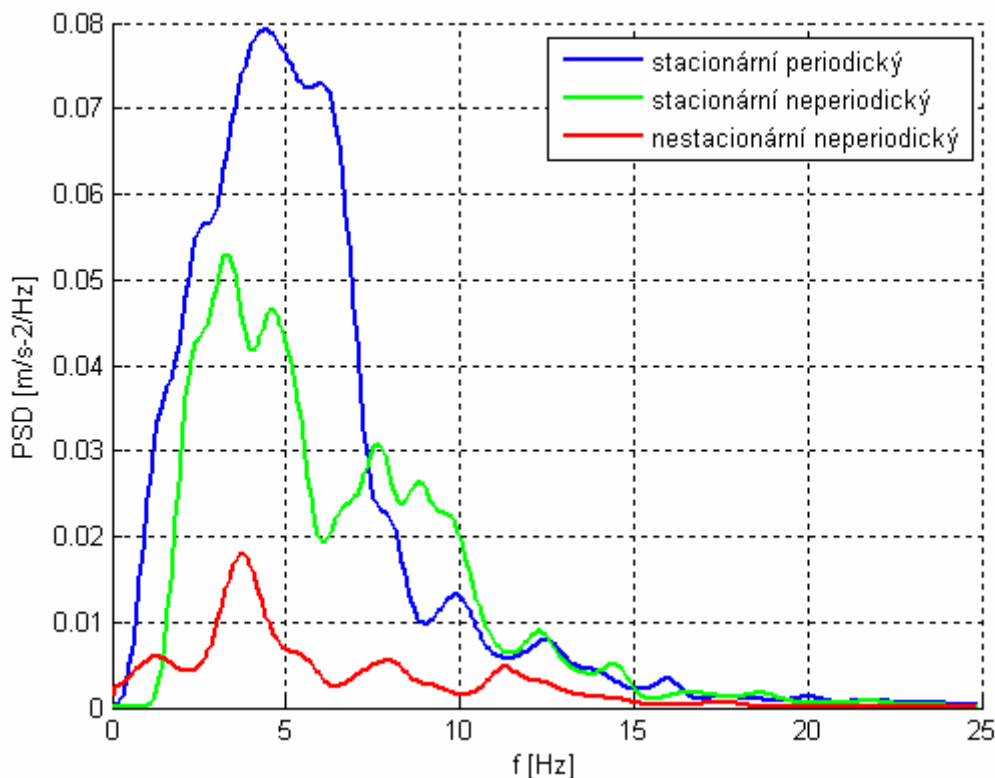
Stacionární neperiodický signál

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

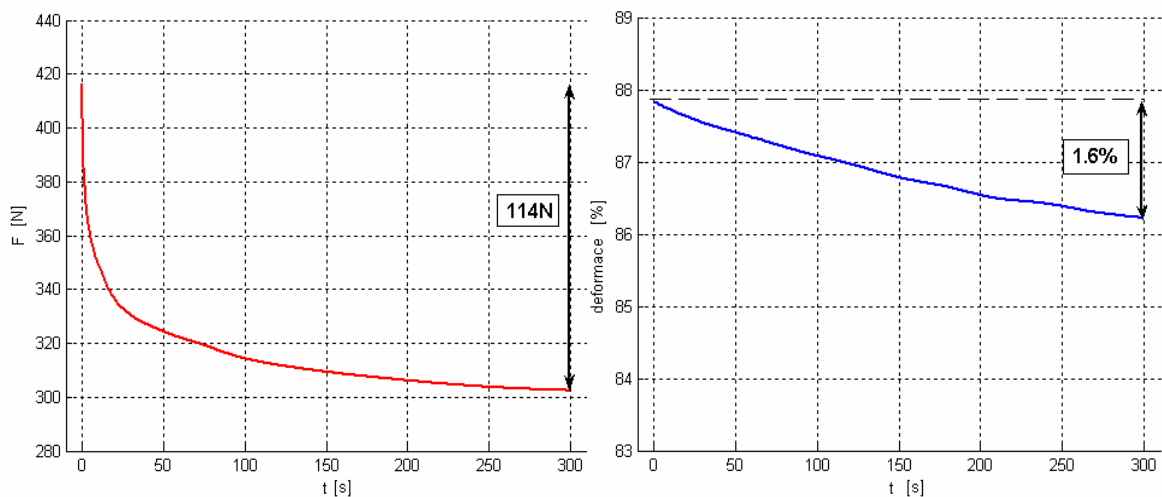
Tato kapitola popisuje analýzu sedaček z hlediska jejich statických a dynamických charakteristik při různých typech zátěže a obsahuje metodiku měření.

2.1. Statické a dynamické vlastnosti PU pěn

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

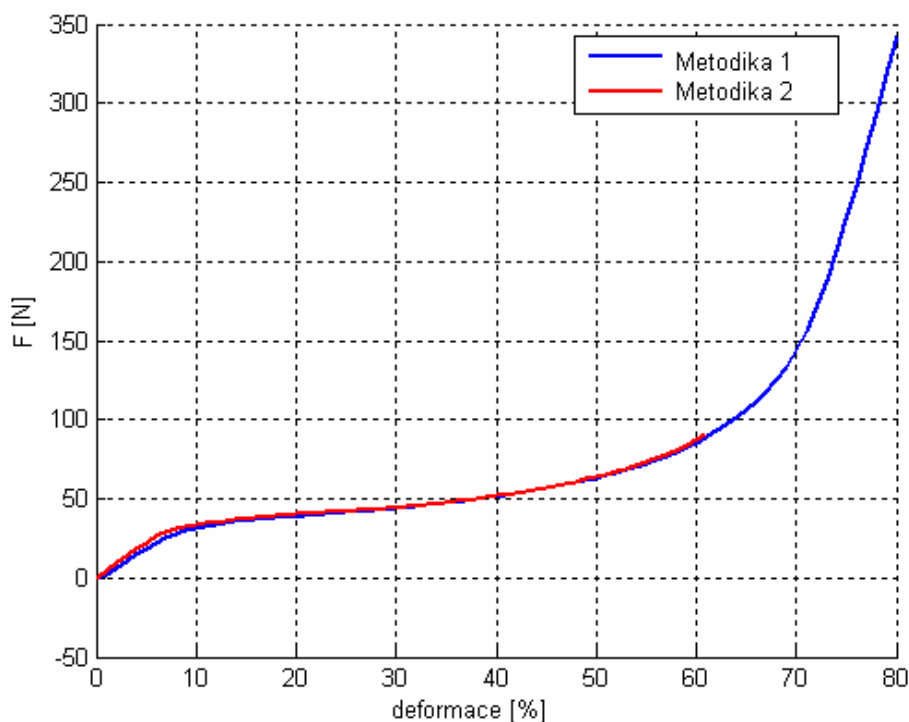
1. Je-li pěna trvale zatěžována konstantní deformací, pak v ní časem dochází k poklesu napětí. Tento jev je označován jako **relaxace napětí** (Metodika 1).
2. Je-li pěna trvale zatěžována konstantním napětím, dochází k rovnoměrnému zvyšování deformace s časem. Časovou deformaci při konstantní hodnotě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

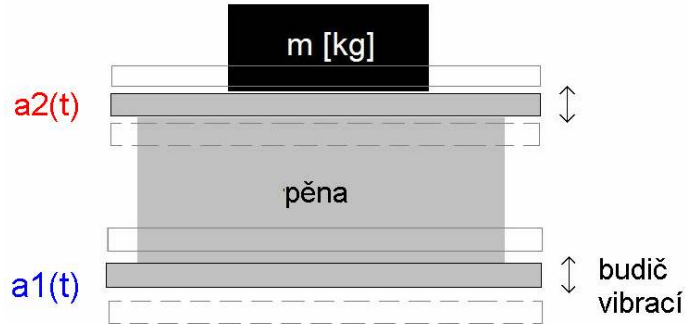
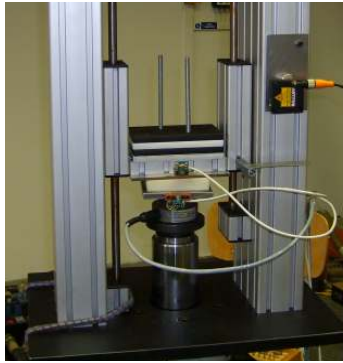


Obr. 2.1.2: Statické charakteristiky po relaxaci napětí a tečení PU materiálu

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

2.2. Dynamické vlastnosti PU pěny

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

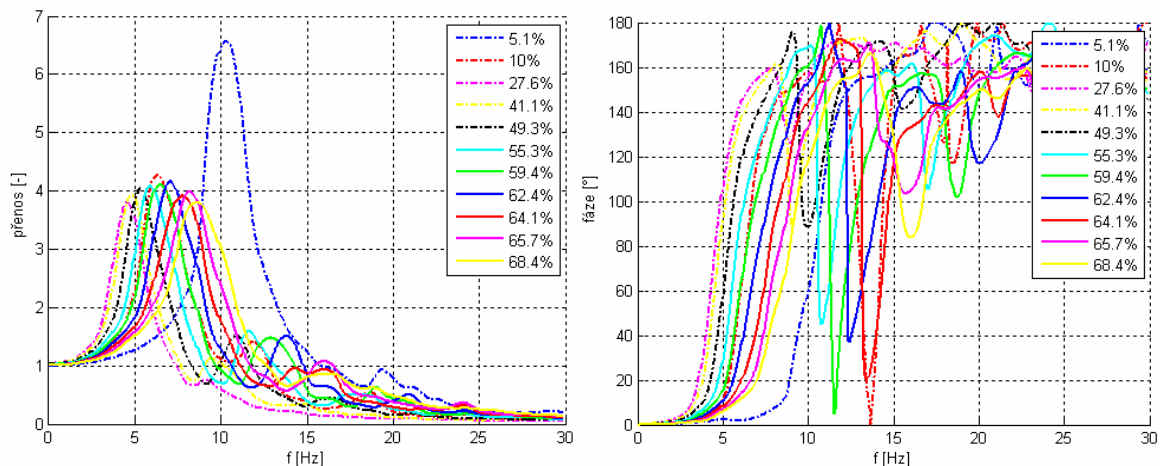
$$H(f) = \sqrt{\frac{P_{yy}(f)}{P_{xx}(f)}}, \quad (2.2.1)$$

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

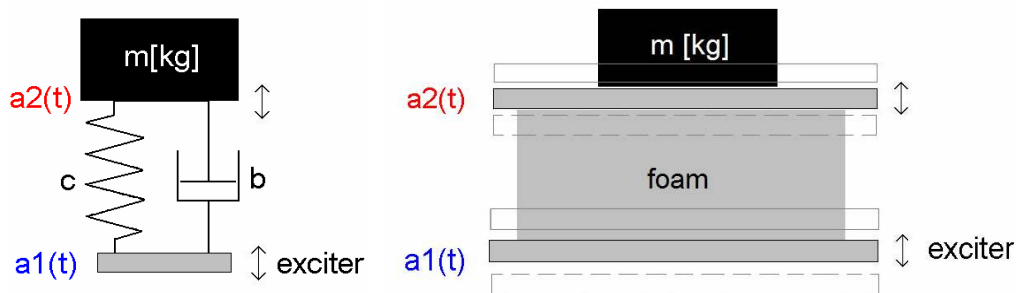
Z analýzy amplitudových a fázových charakteristik pro různé hmotnosti závaží podle tab. 2.2.1 vyplývá, že vlastní (rezonanční) frekvence je závislá na velikosti konstantního napětí (deformace) v rovnovážné poloze. Vlastní frekvence pro deformace od 0 do 70 % se pohybují v rozmezí 4 - 12 Hz. V tomto frekvenčním 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

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

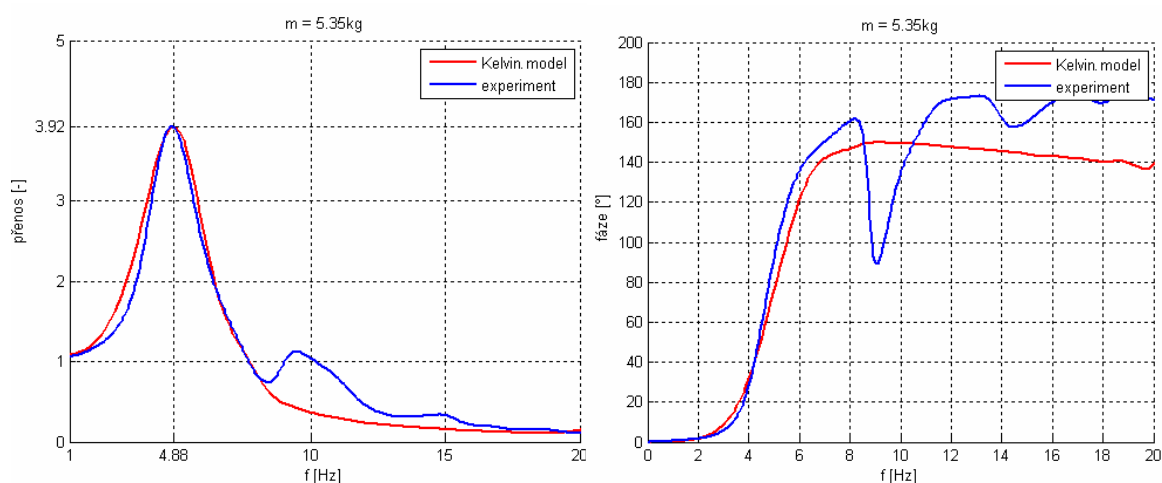
Pro slabě tlumenou soustavu lze odvodit vlastní frekvenci z charakteristické rovnice

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

odtud

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

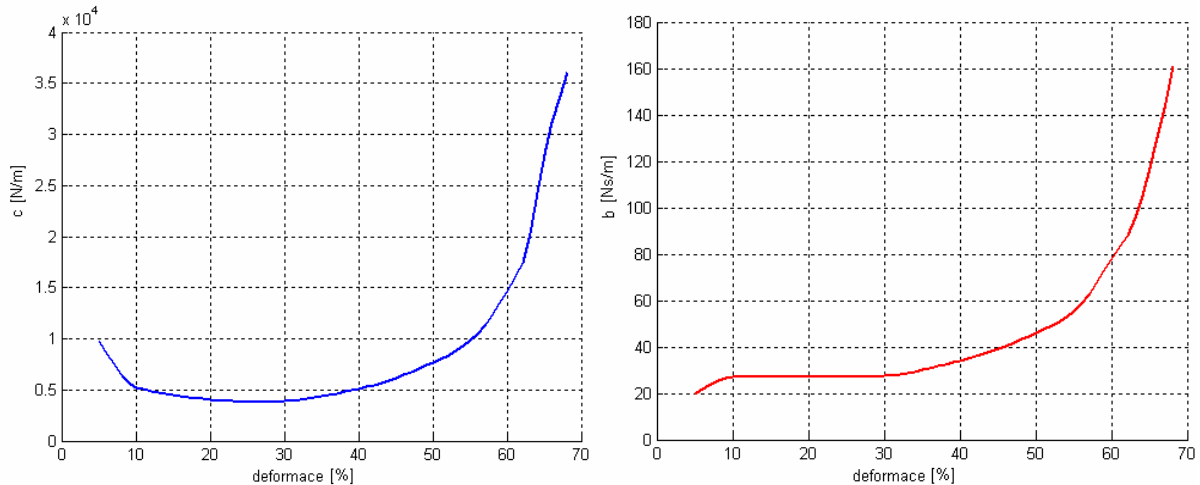
Toto je výsledná rovnice pro výpočet vlastní frekvence slabě tlumené soustavy. Při znalosti vlastní frekvence Ω a hmotnosti závaží m lze získat odhad koeficientu tuhosti c ze vztahu (3.1.4).



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).

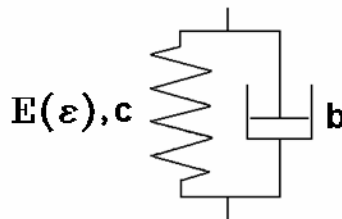
Určení tuhostního a tlumicího koeficientu bylo provedeno pro všechna závaží a vynesena do grafů zobrazujících jejich průběhy v závislosti na deformaci (obr. 3.1.3).



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

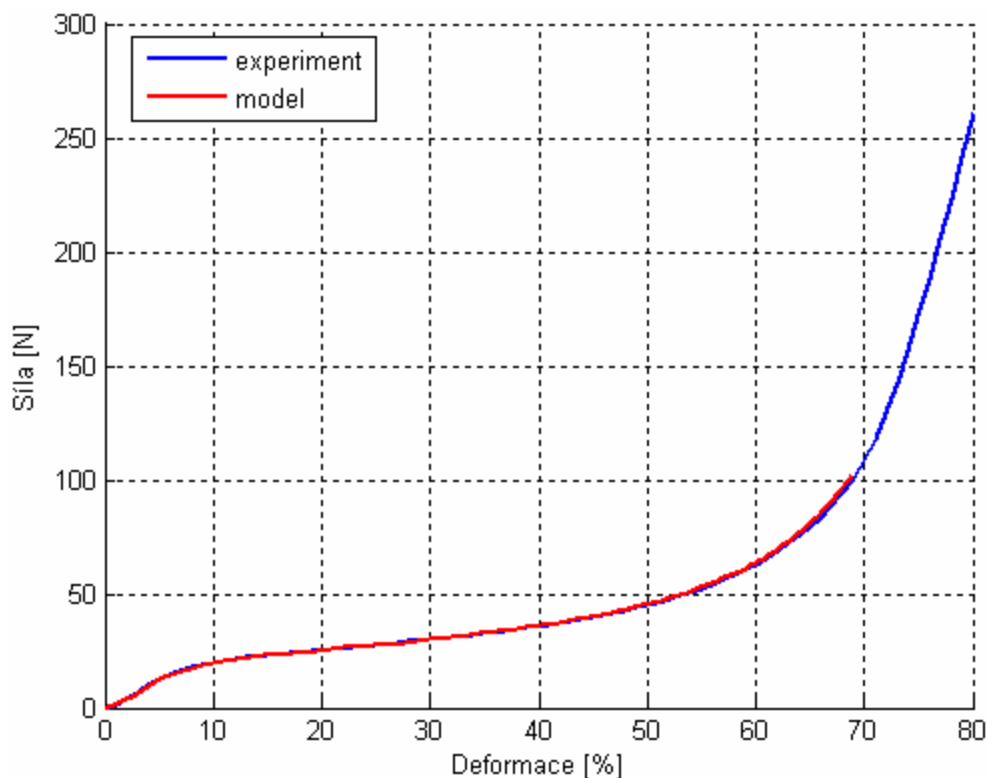
Materiálový model je rozdělen podle dvou typů simulací:

- **Statika** - dosažení rovnovážné polohy pomocí statické charakteristiky ($E(\varepsilon)$)
 - lze modelovat dosažení H-bodu
 - lze modelovat rozložení tlaku v kontaktní zóně
- **Dynamika** - modelování přenosových charakteristik
 - použití **Kelvinova modelu** – závislost tuhostního a tlumícího koeficientu ($c(\varepsilon)$ a $b(\varepsilon)$) 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

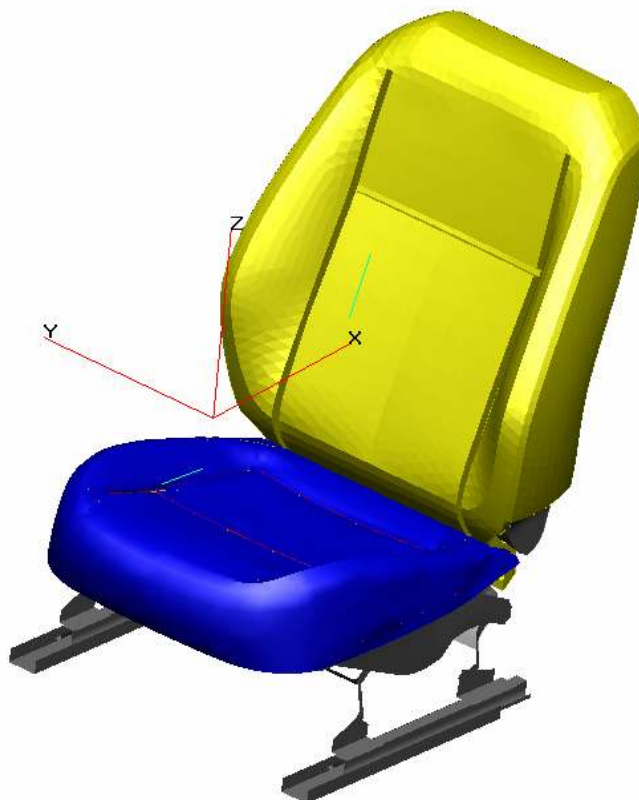
3.4. FE model automobilové sedačky

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 pěně. 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:

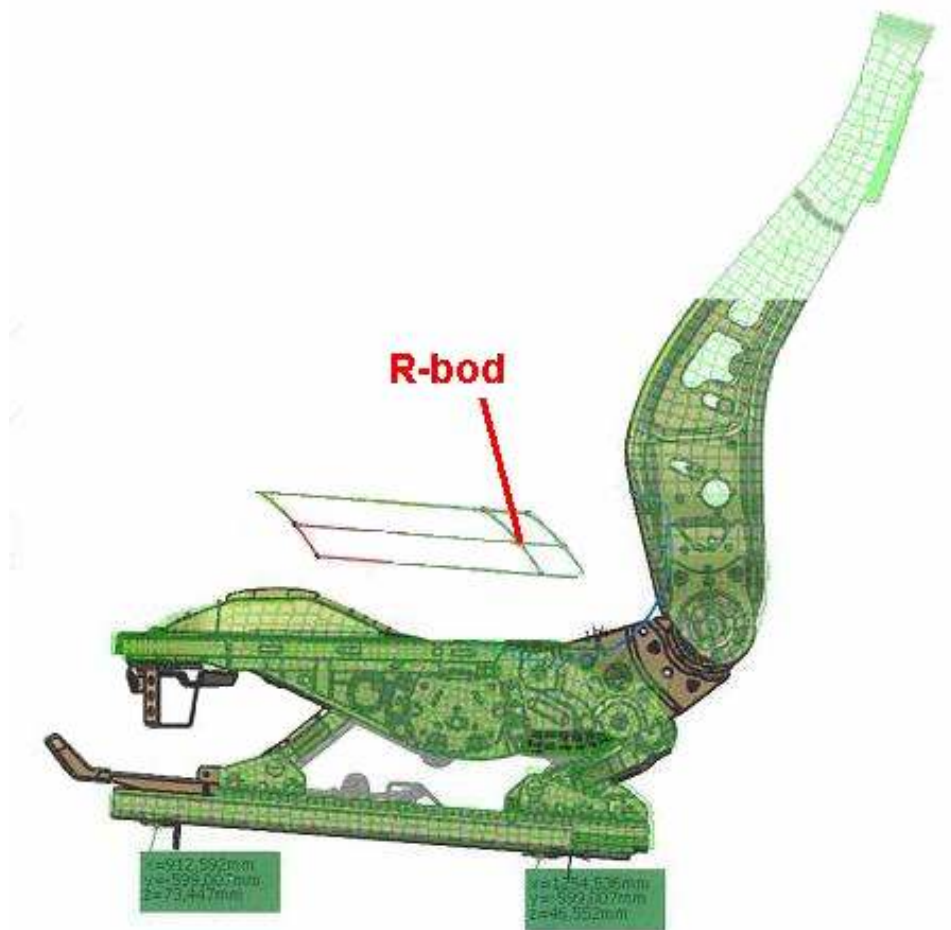
- Poloha sedačky v definovaném R-bodu (obr. 4.1.1)
- Poloha kloubu mezi chodidlem a bérce
- Úhel trupu

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).



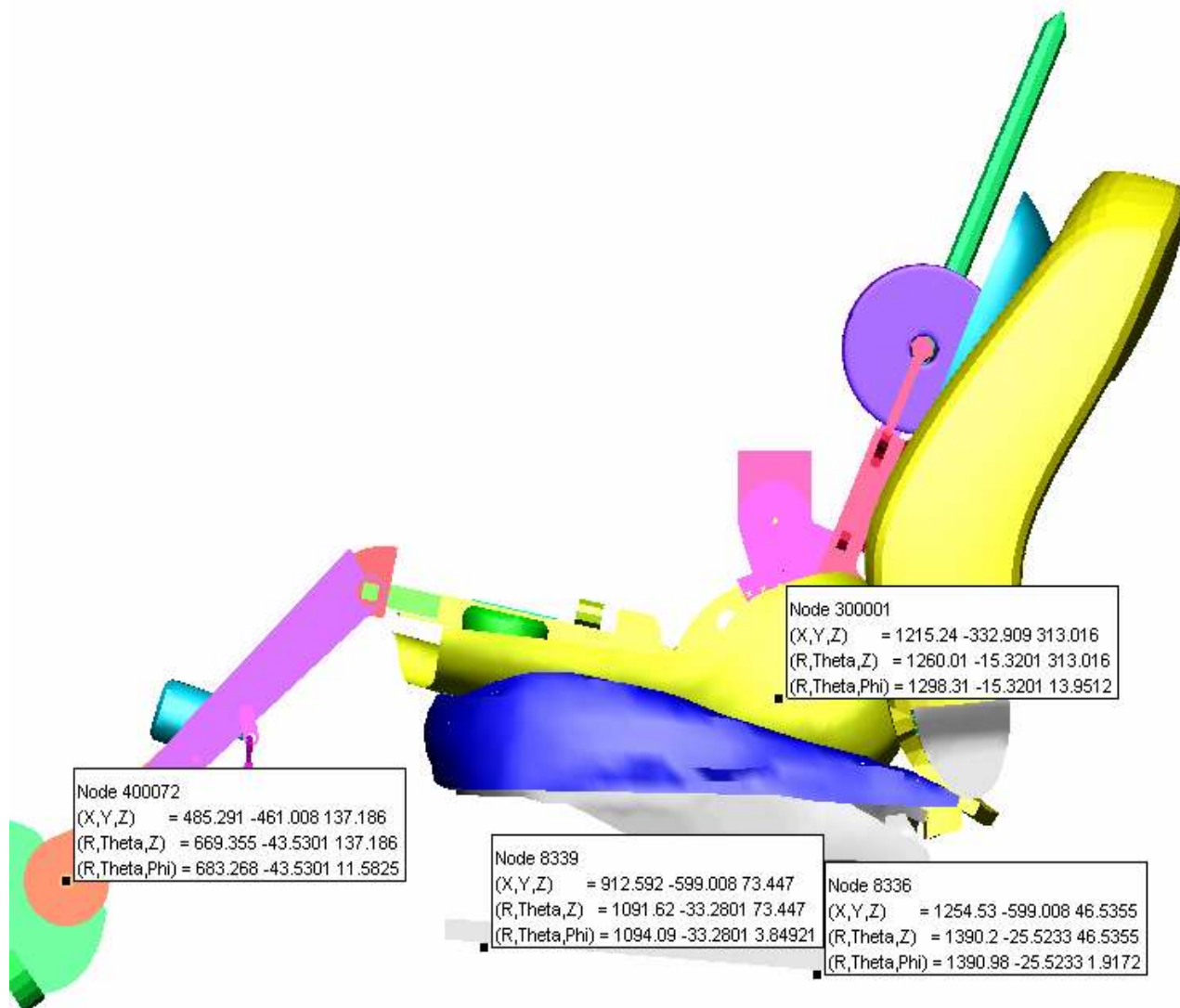
Obr. 4.1.1: Poloha R-bodu sedačky v modelu a ve vstupních datech (CATIA)

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).

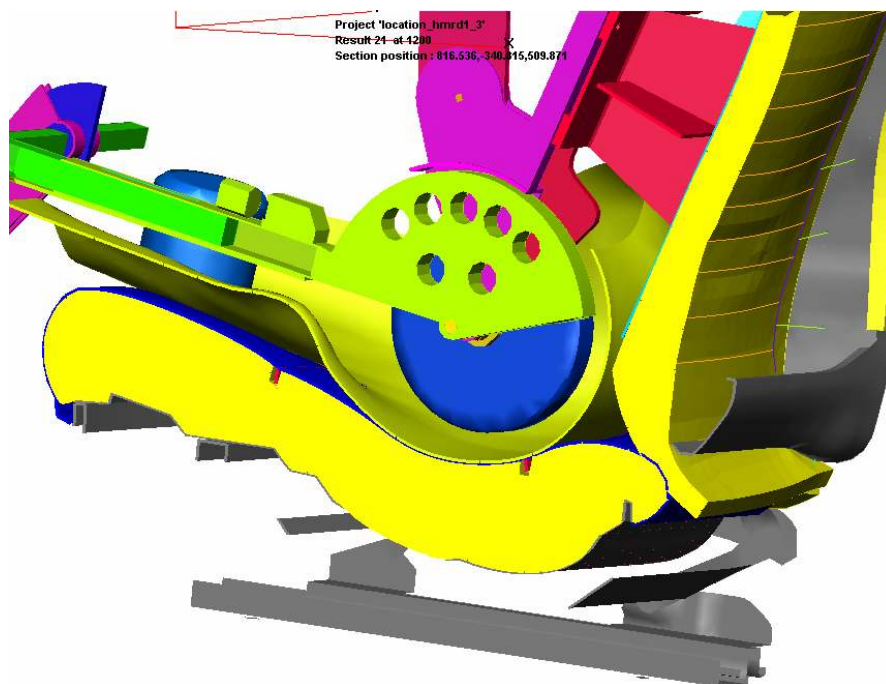
Na zařízení 3DH (HPM1) jsou v průběhu simulace přidávána závaží stanovená normou EHK 17 [15] a je zaznamenávána poloha H-bodu.

Výsledek simulace dosažení rovnovážné polohy je na obr. 4.1.2.

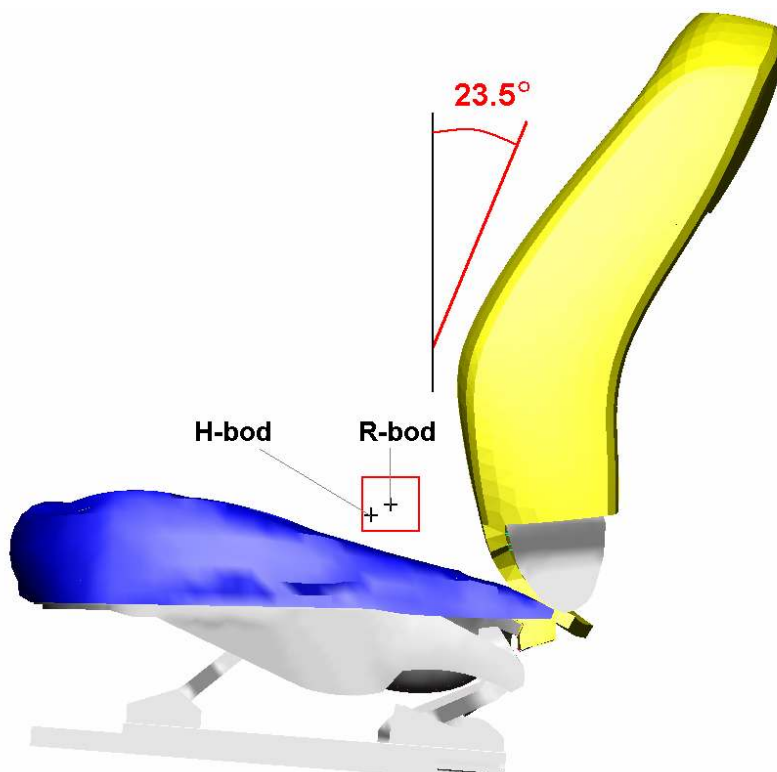


Obr. 4.1.2: Rovnovážná poloha zátěže 3DH(HPM1) na sedačce

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]. Povolená 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

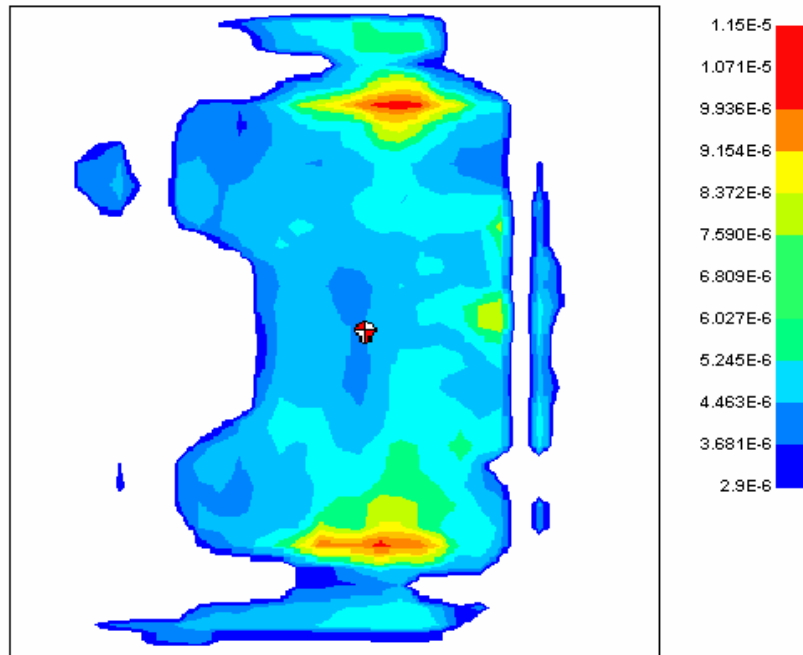
Lidské tělo zatěžuje automobilový sedák velmi nerovnoměrně a v některých místech dochází k velkým lokálním rozdílům v kontaktních tlacích.

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)

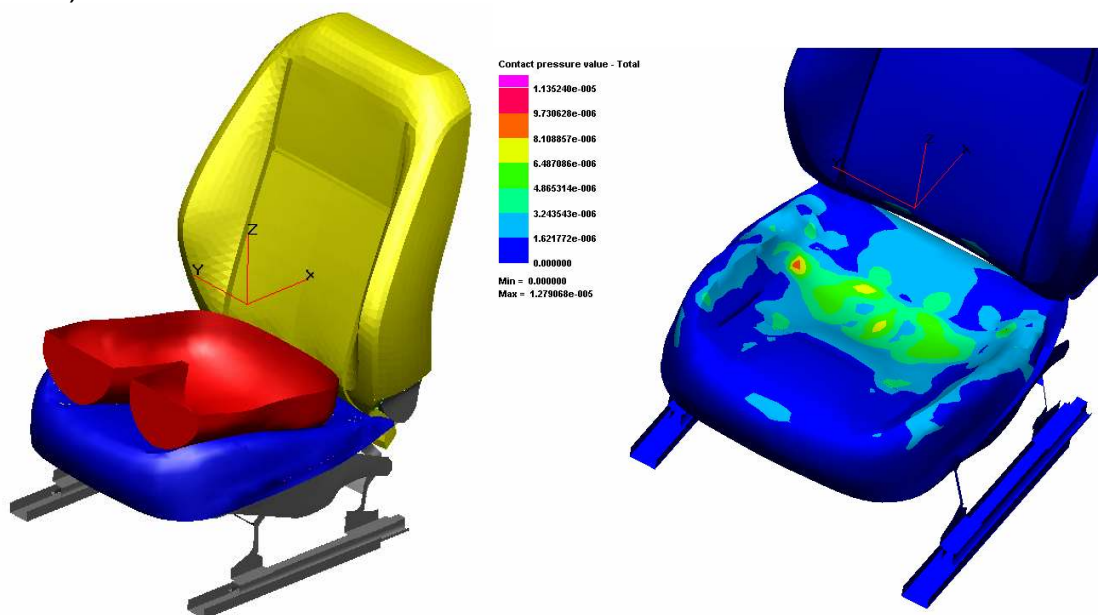


Obr. 4.1.6: Rozložení tlaku v kontaktní zóně při reálném experimentu

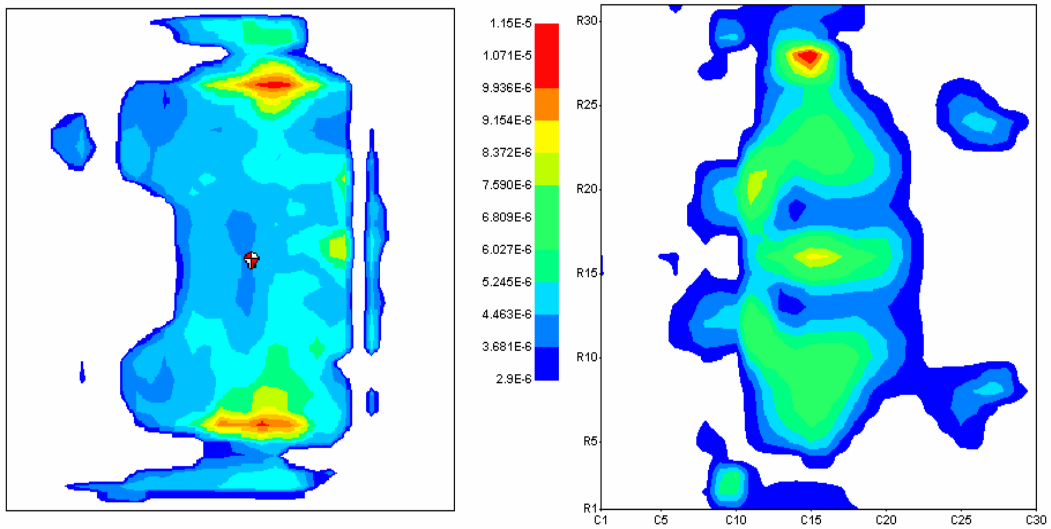
Simulace

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. Masfeld : 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. - Cirkel, 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. - Cirkel, 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. - Cirkel, D. - Fridrichová, L.: Analýza možnosti zdokonalení sedaček [Výzkumná zpráva]. Liberec, TU, Fakulta strojní, 2005. VYZ2005.003. 98 s.
- [28] Fliegel, V. - Cirkel, 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.-Cirkel, 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

