ENGINEERING MECHANICS 2009
National Conference with International Participation
Svratka, Czech Republic, May 11 – 14, 2009

pp. 73–87
Paper **#204**

TESTING OF ACTIVE CONTROLLED DRIVER'S SEAT

M. Apetaur, J. Barbora*, J. Buchta*, B. Janeček*, L. Kupka***, M. Marek*, J. Šklíba***

Summary: *Actively suspended driver´s seat is in development at the TU Liberec. It was already described in several publications (Kupka L., Janeček B., Buchta J., Šklíba J., 2005-2007). Results of some measurements on the developed active seat (development stage end of 2007) and on passive driver's seats are presented in this paper. Seats were measured in laboratory on a hydroelectric rig and tested in a truck at TATRA proving ground. Laboratory tests have shown, that tested passive seats behave practically as a 1DOF linear system, whereas developed active driver's seat has strongly nonlinear behaviour. It was stated, that transmissibility of vertical floor acceleration to driver´s seat cushion acceleration of active seat was far more advantageous than that of passive seats. Transmissibility results gained in laboratory were however not confirmed in on-road measurements, both for passive as well as active seats. Transmissibilities gained from on-road measurements on very different roads differ so profoundly from the laboratory ones, that driver´s very strong active involvement on his vibrational motions must be supposed.*

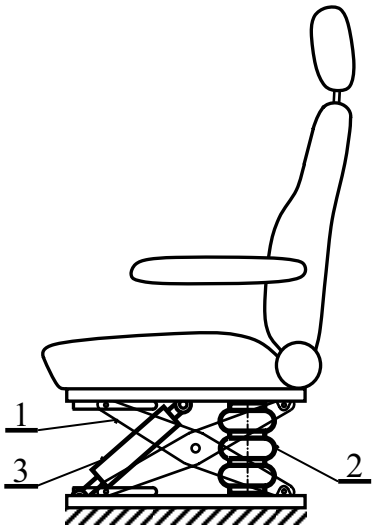
1. Úvod

V řadě vozidel je pro izolaci řidiče od vibrací podlahy vozidla používána odpružená sedačka. Typickým příkladem jsou těžké nákladní automobily jak pro silniční tak i terénní provoz. V dalším se budeme zabývat pouze sedačkami určenými k použití v nich. Jejich úkolem je odizolovat řidiče pouze od vertikálních pohybů podlahy.

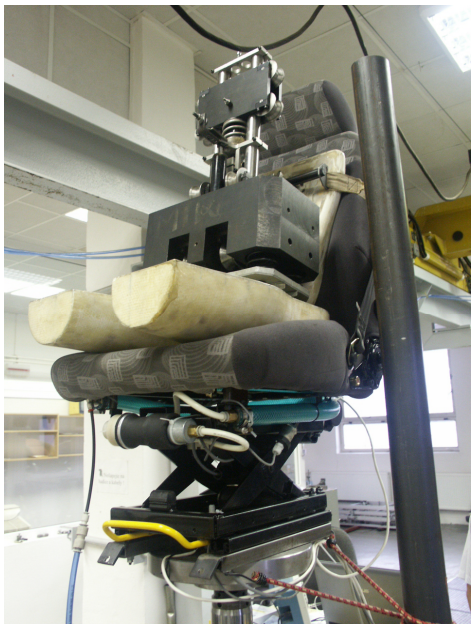
Běžně vyráběné sedačky – pasivní jsou odpruženy vzduchovou pružinou, k jejímuž napájení slouží vzduchotlaká soustava vozidla, a jsou vybaveny hydraulickým tlumičem s možností volby velikosti útlumu podle uvážení řidiče. Kvalitnější sedačky jsou kinematicky tvořeny nůžkovým mechanizmem, viz obr. 1, který teoreticky zajišťuje možnost pohybu sedáku pouze ve směru kolmém k podstavci, a tedy ve většině případů kolmém k základní rovině vozidla. Další vývody se vztahují pouze k takto kinematicky vedeným sedačkám. Pružnost mechanizmu ve směru podélném a příčném i určité vůle v něm není možno nikdy konstrukčně odstranit, avšak u provedených sedaček zřejmě neovlivňují výrazněji jejich vlastnosti ve směru svislém.

*doc. Ing. Jaromír Barbora, CSc., Ing. Jaroslav Buchta, doc. Ing. Bedřich Janeček, CSc., Ing. Martin Marek, prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc., Technická univerzita v Liberci, Studentská 2, 46117 Liberec, e-mail: jan.skliba@tul.cz; **prof. Ing. Milan Apetaur, DrSc., Univerzita J.E. Purkyně, Na okraji 1001, 400 01 Ústí nad Labem; e-mail: apetaur@volny.cz; ***Ing. Libor Kupka, Ph.D., Univerzita Pardubice, Náměstí čs. Legií 565, 53210 Pardubice; e-mail: libor.kupka@upce.cz

U pasivní sedačky se tedy z principiálního dynamického hlediska jedná o velmi jednoduchý kmitavý systém s jedním stupněm volnosti, kinematicky buzený vertikálním pohybem podlahy kabiny vozidla. Jeho úkolem je zabránit přenosu těchto pohybů na osobu, sedící na sedáku. Reálný pasivní dynamický systém sedačky s osobou na ní sedící by bylo možno modelovat složitěji s uvažováním pružicích vlastností polštářování sedadla i vlastních pasivních dynamických vlastností lidského těla (jako vícehmotové dynamické soustavy), ovšem skutečný vliv těchto faktorů na přenosové vlastnosti sedačky z podlahy na sedák pod „trupem“ sedící osoby je zanedbatelný, jak ukázaly dílčí zkoušky. Přesto byly dále ukázané výsledky měření v laboratoři docíleny na úplném sedadle s figurínou se dvěma stupni volnosti (obr. 2).



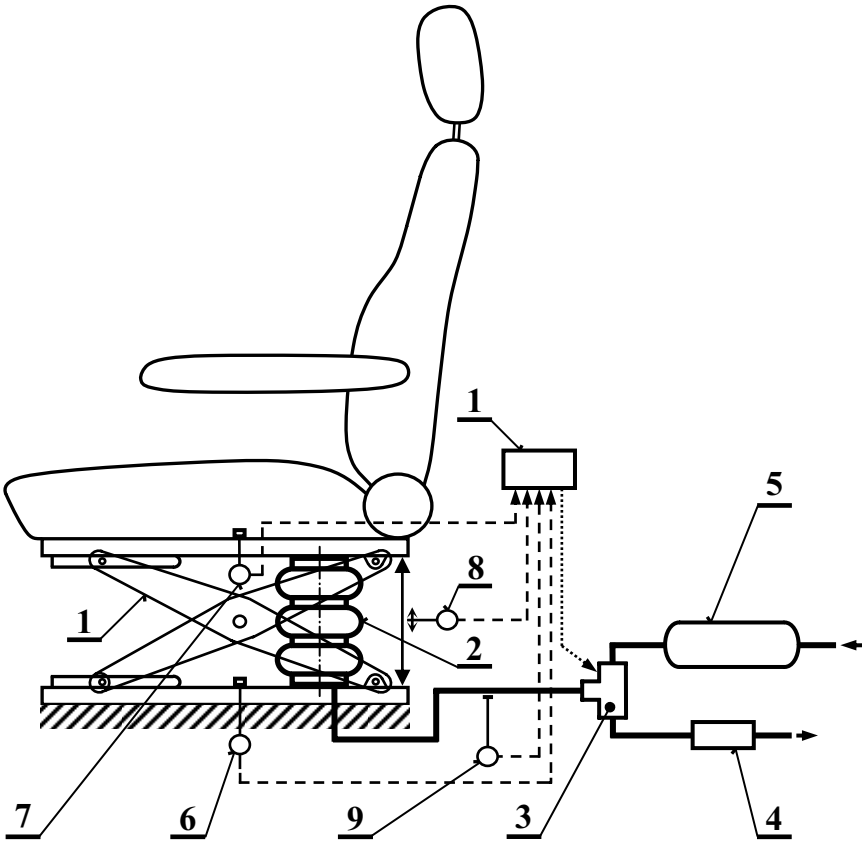
Obr. 1 Schéma pasivní sedačky (Typ A) s nůžkovým mechanismem
1 - nůžkový mechanismus, 2 - vzduchová pružina, 3 - hydraulický tlumič



Obr. 2 Sedadlo s figurínou na elektrohydraulickém válci v laboratoři

Kinematické buzení vertikálním zdvihem podlahy kabiny nákladního automobilu má při provozu náhodný charakter se širokým spektrem. Z hlediska vývoje sedačky jsou významné pouze složky s frekvencemi od 0 do ca 12 Hz, což vyplývá jednak z charakteru buzení, jednak z volby vlastní frekvence běžných sedaček (do max. 2,5 Hz). U každé pasivní vibroizolační soustavy takto buzené dochází teoreticky ke známému konfliktu mezi požadavky na tlumení v rezonanční frekvenční oblasti (má být velké) a v oblasti nadrezonanční (má být malé).

Řešením může být aktivní odpružení sedačky, které tlumič a jeho účinky v dynamické soustavě zcela odstraňuje. Jeho vývoj probíhá na Technické univerzitě v Liberci (TUL). Funkce tlumiče je nahrazena vhodným připouštěním a odpouštěním tlakového vzduchu do a ze vzduchové pružiny. Základní řešení i podstata algoritmu řízení byly popsány v [1], [2], [3] a [4] a nejsou předmětem tohoto sdělení.



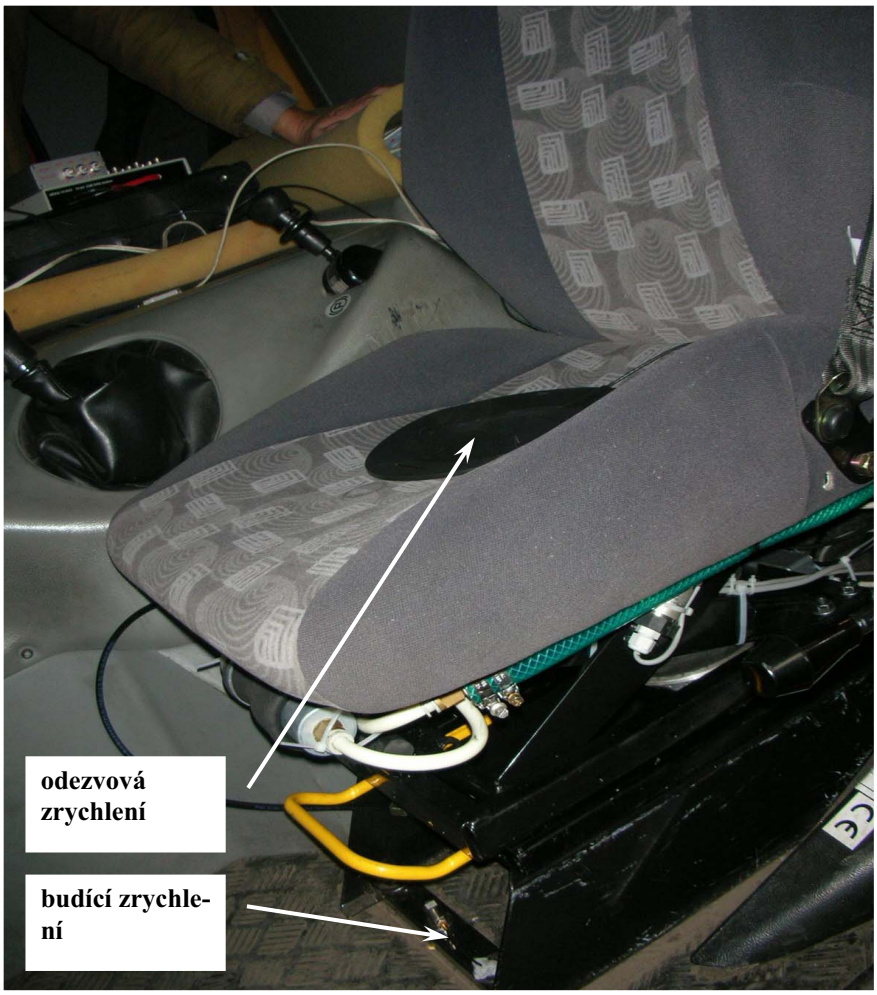
Obr. 3 Schéma aktivně řízené sedačky s nůžkovým mechanismem

Nůžkový mechanismus na obr. je označen (1). Činný objem vlnovcové pružiny (2) je spojen s elektromagnetickým ventilem (3), jehož výdech je přes tlumič hluku (4) spojen s okolní atmosférou. Do ventilu je přes pomocný tlakový zásobník (5) přiváděn tlakový vzduch. Zrychlení základny sedačky a_1 je měřeno snímačem (6), zrychlení sedáku a_2 pak snímačem (7). Relativní výchylka z_{2r} je měřena snímačem (8) a přetlak vzduchu p_2 je měřen snímačem (9). Signály ze snímačů jsou přiváděny do řídicího počítače (10), ve kterém je realizován vlastní algoritmus řízení a je jím generována akční veličina, tj. PWM signál ovládání ventilu.

Z důvodu proměnných teplotních charakteristik ventilu je přes řídicí počítač realizována proporcionální proudová zpětná vazba, která ale z důvodu přehlednosti již na obr. není nakreslena. U vyvíjené aktivní sedačky je řídicí počítač realizován signálovým procesorem C2000 TMS320F2808 (Texas Instruments).

2. Frekvenční přenosové vlastnosti sedaček

Základním porovnávacím kritériem kvality vibroizolace jsou frekvenční přenosové charakteristiky, v daném případě mezi zrychleními podlahy vozidla (resp. podstavce sedačky) a_1 ($m.s^{-2}$) a zrychleními sedáku a_2 ($m.s^{-2}$) pod trupem sedící osoby (resp. figuríny). Umístění snímačů zrychlení je označeno na fotografii – obr. 4.



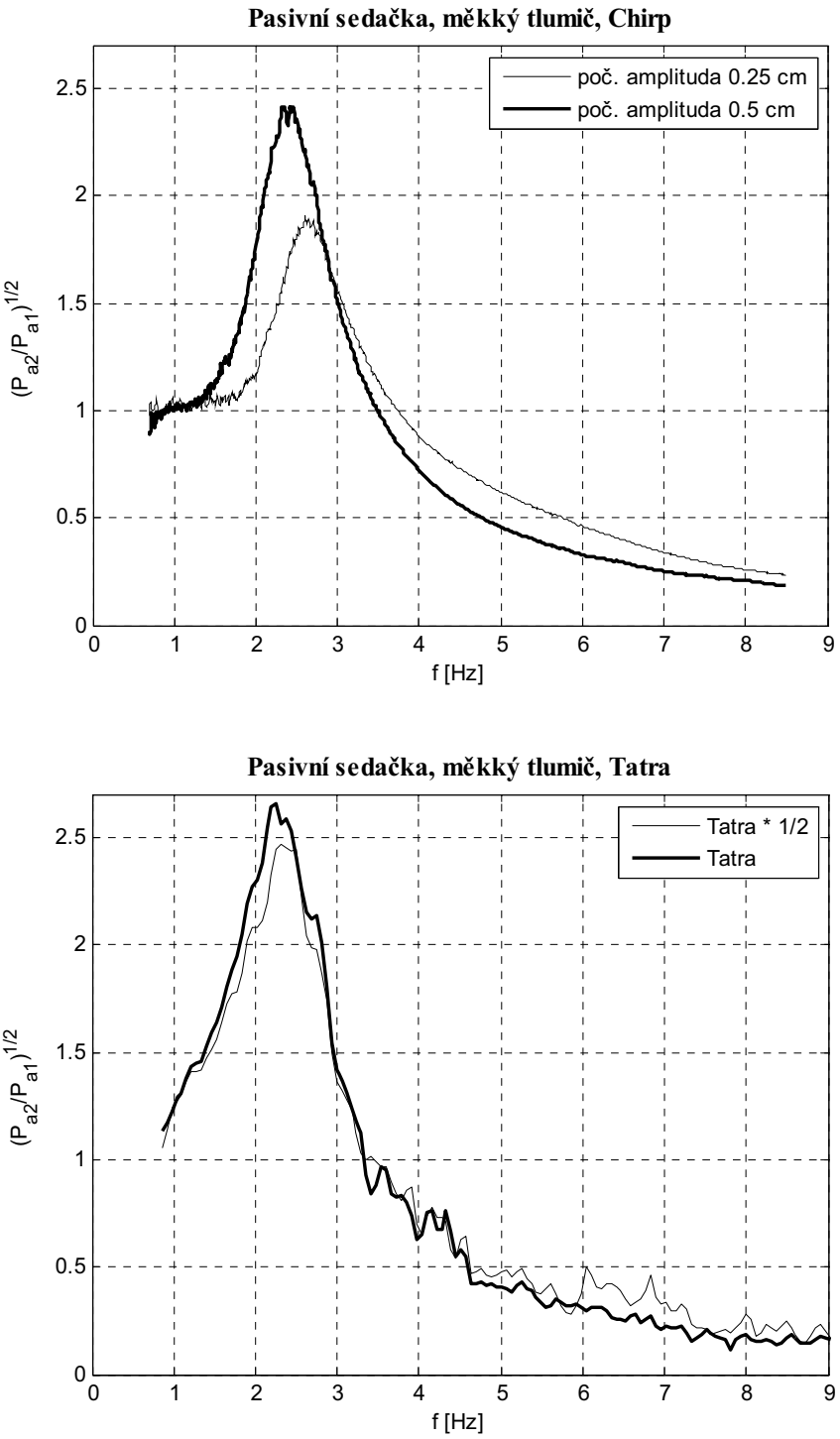
Obr. 4 Umístění akcelerometrů ve vozidle

Uvedené frekvenční přenosové charakteristiky byly stanovovány jak v laboratoři (obr. 2) tak i na vozidle (obr. 4) běžnými matematickými prostředky [5], funkce pwelch. Vstupní signály – vertikální zrychlení podstavce sedačky – v laboratoři byly uměle vytvořené na elektrohydraulickém válci v laboratoři TUL (obr. 2), na vozidle byly „přírodní“ vzniklé na podlaze kabiny vozidla při přejíždění nerovností různých vozovek (obr. 11).

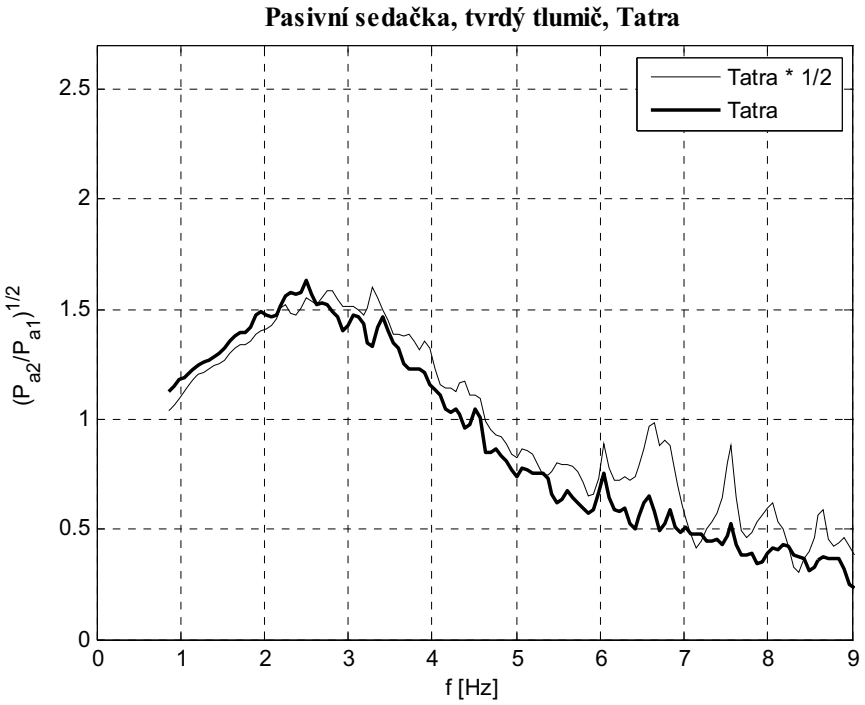
V laboratoři byly frekvenční přenosové charakteristiky (zrychlení sedáku / zrychlení podstavce) stanovovány pro vstupní signály „Chirp“ (rozmítaný harmonický signál se snižující se amplitudou se vzrůstem frekvence) s různými počátečními amplitudami a pseudonáhodné signály „Tatra“ , „Tatra 1“ a „Buližník“. Fourierova spektra signálů „Chirp“ , „Tatra“ a „Buližník“ jsou ukázány na obr. 7. Zatížení sedačky odpovídalo hmotnosti sedící osoby 80 kg. Měření byla provedena na zvolené pasivní průmyslově vyráběné sedačce (označena jako typ „A“), a na aktivní sedačce, z ní odvozené, vyvíjené na TUL.

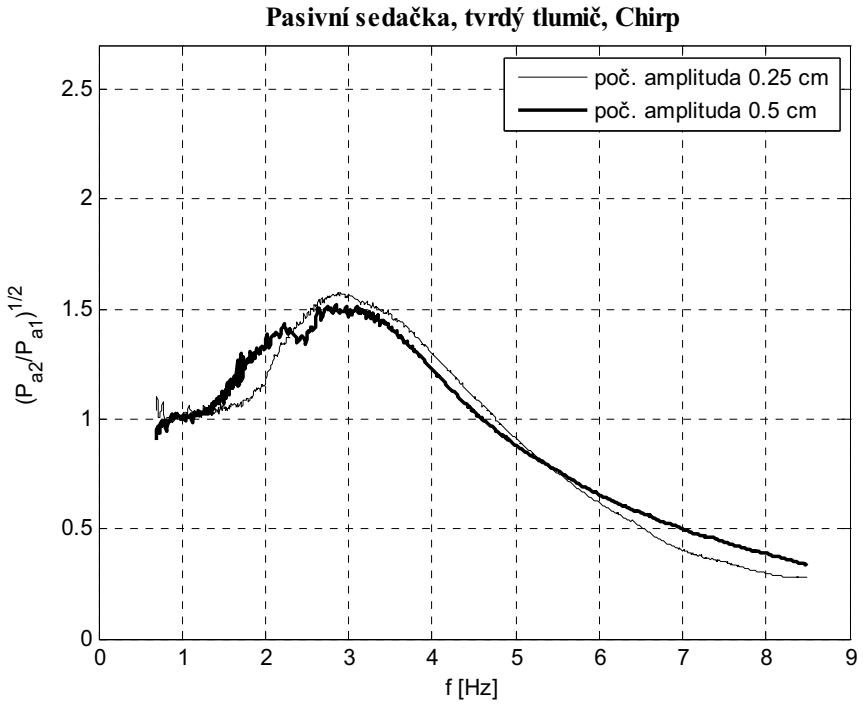
3. Pasivní sedačka (Typ A), měření v laboratoři

Laboratorně stanovené přenosové charakteristiky testované pasivní sedačky jsou uvedeny na obr. 5 a 6. U této sedačky je možno nastavovat nespojitě útlum. Pro měření byl volen malý a velký útlum – „měkký“ a „tvrdý“ tlumič.



Obr. 5 Absolutní hodnota přenosu zrychlení mezi podstavcem a sedákem při **„měkkém“ tlumiči** a různých úrovních budících signálů „Chirp“ a „Tatra“, měření v laboratoři



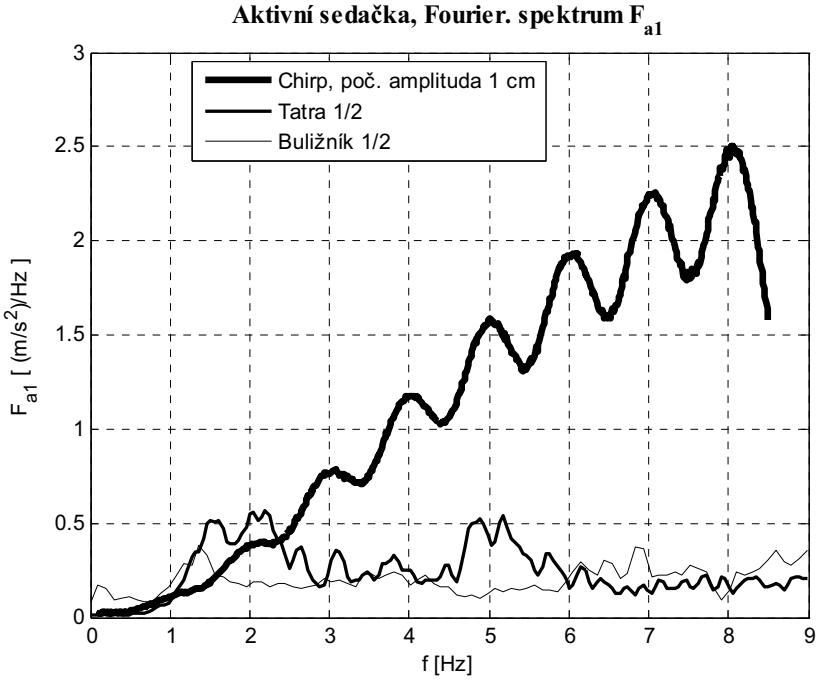


Obr. 6 Absolutní hodnota přenosu zrychlení mezi podstavcem a sedákem při **„tvrdém“ tlumiči** a různých úrovních budících signálů „Chirp“ a „Tatra“ , měření v laboratoři, sedačka typ A

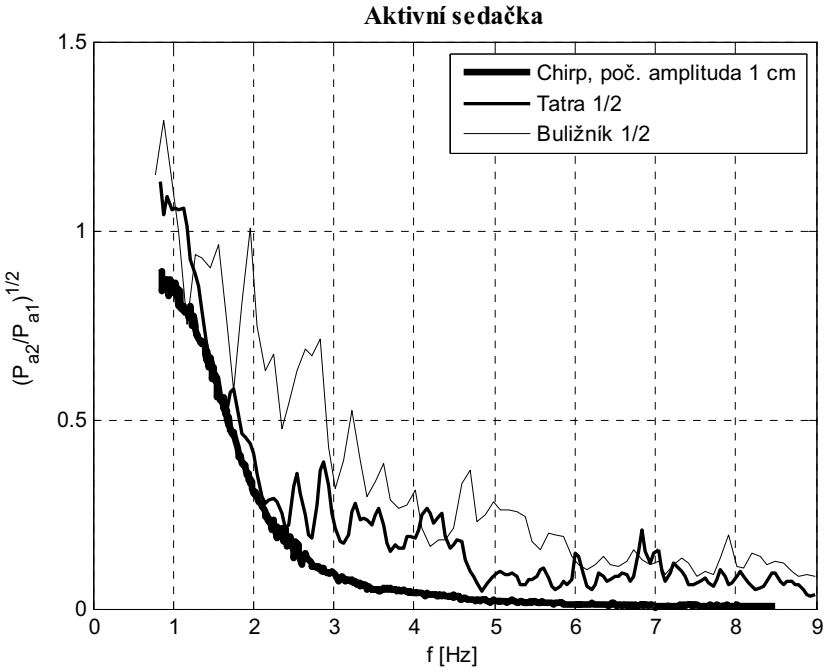
Frekvenční přenosy pro zvolené nastavení tlumiče odpovídají modelu sedačky s jedním stupněm volnosti. Dynamický systém pasivní sedačky s pasivní zátěží je ve sledovaném rozsahu velikostí budicího signálu téměř lineární. Nelinearita systému pasivní sedačky se výrazněji projevila pouze při měkkém tlumiči a různých úrovních budícího signálu „Chirp“. Souvisí patrně se třením v mechanizmu sedačky.

4. Aktivní sedačka, měření v laboratoři

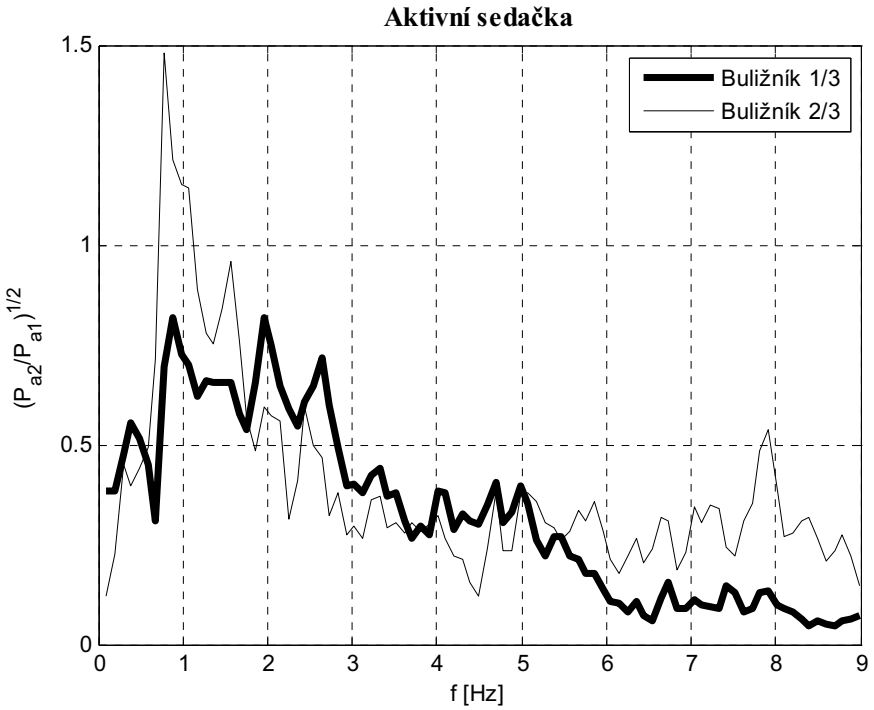
Na obr. 8 a 9 jsou uvedeny výsledky měření na aktivní sedačce (vývojový stav z března r. 2008) v laboratoři. Oproti testům pasivní sedačky je uveden další budící signál „Buližník“, který byl vypočten z měření na testovacích tratích spol. Tatra v Kopřivnici. Přenosy zrychlení (obr. 8), změřené v laboratoři, ukazují na výhody aktivní sedačky ve srovnání se sedačkou pasivní.



Obr. 7 Fourierova spektra budících signálů, které byly použity pro výpočet absolutních hodnot přenosů zrychlení aktivní sedačky, viz obr. 8, měření v laboratoři



Obr. 8 Aktivní sedačka, absolutní hodnoty přenosu zrychlení mezi podstavcem a sedákem při budících signálech, jejichž frekvenční spektra jsou na obr. 7, měření v laboratoři



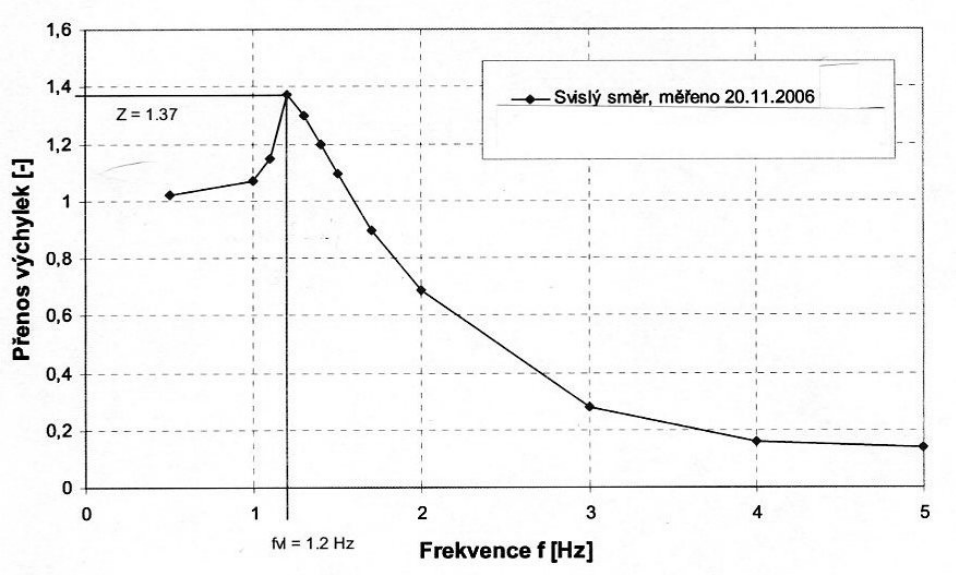
Obr. 9 Aktivní sedačka, absolutní hodnoty přenosu zrychlení mezi podstavcem a sedákem při různých úrovních budícího signálu „Buližník“, měření v laboratoři

Přenosy aktivní sedačky (vývojový stav březen 2008) jsou oproti pasivní sedačce více závislé na intenzitě budicího signálu, viz obr. 9, a i na typu budicího signálu jak je zřejmé z porovnání obr. 8 a 9. Se zvyšující se intenzitou signálu se přenosy celkově zvyšují.

Vývojový cíl, tj. snížení amplitudového přenosu v rozmezí budicích frekvencí 0 až 2 Hz pod hodnotu 1 a jeho minimalizace v celém uvažovaném frekvenčním rozsahu, byl splněn. Současně bylo ověřeno, že úpravou řídícího algoritmu je možno přenosové vlastnosti dynamické soustavy sedačky v dosti širokých mezích ovlivňovat.

5. Měření na vozidle

Měření přenosových vlastností aktivní sedačky bylo provedeno na automobilu *TATRA T815 – 230 S25* (F 12-37), provozní hmotnost 13 500 kg, podvozek TNT 230 S25 6K 040 560 – pneumaticky odpružen (3 nápravy).



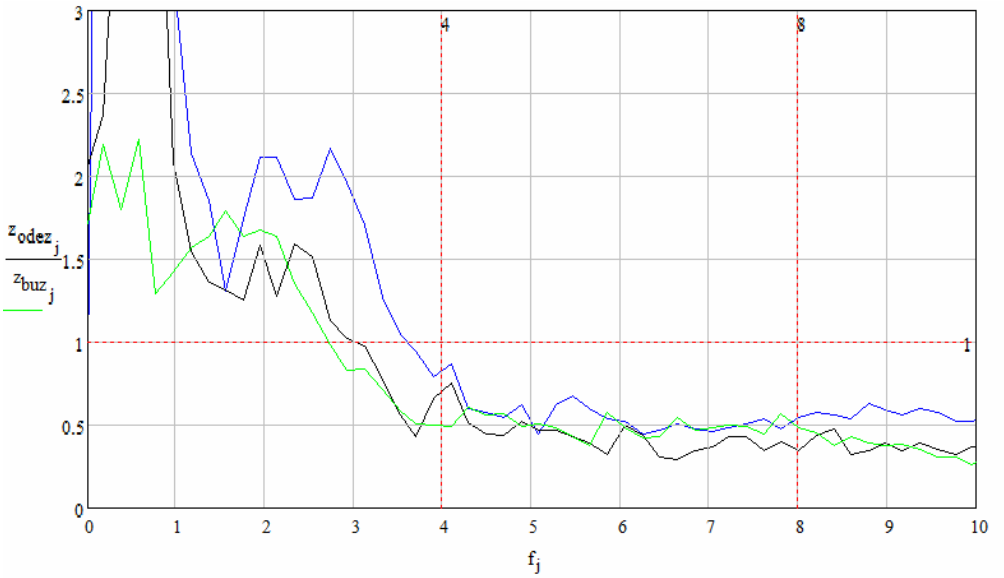
Obr. 10 Přenosová charakteristika pasivní sedačky typu B, měřena v laboratoři spol. Tatra, podrobnosti neudány (zřejmě „tvrdý“ tlumič) [6]

Testovaná pasivní sedačka typu B měla oproti typu A (viz obr. 1) „štíhlejší“ vzduchovou pružinu umístěnou mezi rameny nůžkového mechanizmu v převodovém poměru 1:3.

Přenosové vlastnosti pasivní sedačky (typu B) byly měřeny výrobcem o rok dříve, jednak v laboratoři pověřené výrobcem (obr. 10), jednak na automobilu obdobného typu, jehož podvozek však byl odpružen klasickými mechanickými pružinami. Měření aktivní sedačky a pasivní sedačky (typu B) byla provedena jednak na zkušebních drahách TATRA a.s. v Kopřivnici (obr. 11), jednak na vozovkách v areálu spol. a v okolí Kopřivnice. Byla měřena svislá zrychlení podlahy vozidla a svislé zrychlení polštářování sedačky pod trupem řidiče (obr. 4). Měření byla provedena v časovém rozestupu jednoho roku na jiných vozidlech, avšak se stejným řidičem a na stejných drahách. I když buzení z podlahy kabiny při zkouškách byla částečně odlišná, což je jednak dáno nestacionaritou prováděných zkoušek i poněkud odlišnými přenosovými charakteristikami použitých vozidel, jejich celkový charakter byl podobný, a proto mohou být získané přenosy přímo porovnávány.

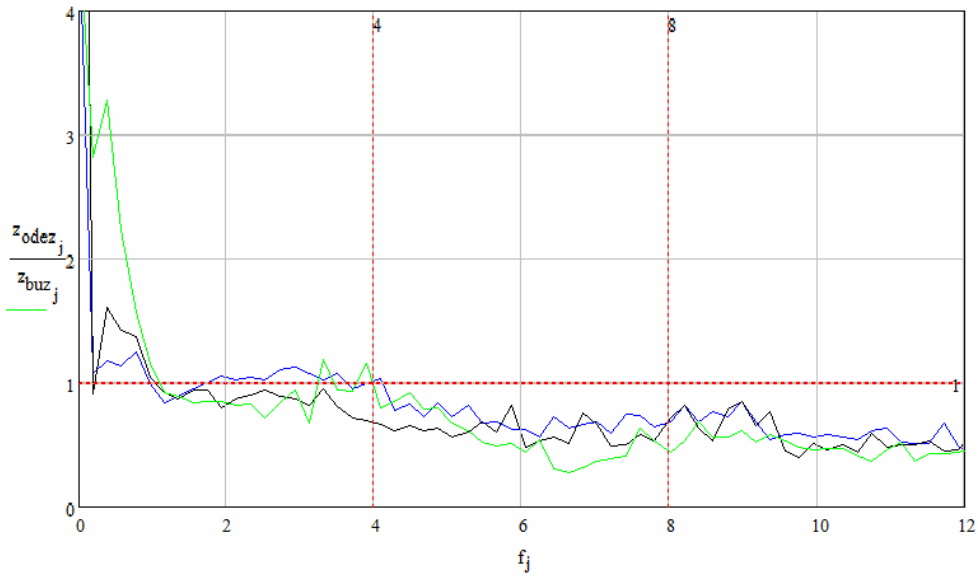
Obr. 11 Nákladní automobil TATRA T815 – 230 S25 na zkušební dráze spol. TATRA v Kopřivnici (jízda po „Belgické“, vpravo zkušební vozovka „Buližník“)

Na obr. 12 jsou uvedeny amplitudové frekvenční charakteristiky naměřené na zkušební vozovce „Buližník“ s pasivní sedačkou typu B a s aktivní sedačkou TUL (vývojový stav 2007). Tato vozovka svým profilem vystihuje poměrně dobře náročné vozovky skutečné.



Obr. 12 Amplitudová frekvenční charakteristika přenosu zrychlení na zkušební vozovce „Buližník“, rychlost jízdy 40 km/h; měření a vyhodnocení provedeno ve zkušebně TATRA a.s. [6]: modře – pasivní sedačka typ B, „měkký“ tlumič, černě – pasivní sedačka typ B,“tvrdý“ tlumič, zeleně – aktivní sedačka TUL (vývojový stav 2007)

Laboratorně stanovené přenosy (s pasivní zátěží – figurínou) jak pasivní sedačky typu B (obr. 10) tak i aktivní sedačky TUL (obr. 8) jsou na vozovce „Buližník“ v celém sledovaném frekvenčním rozsahu nižší, než přenosy naměřené na vozidle s řidičem sedícím na sedačce.

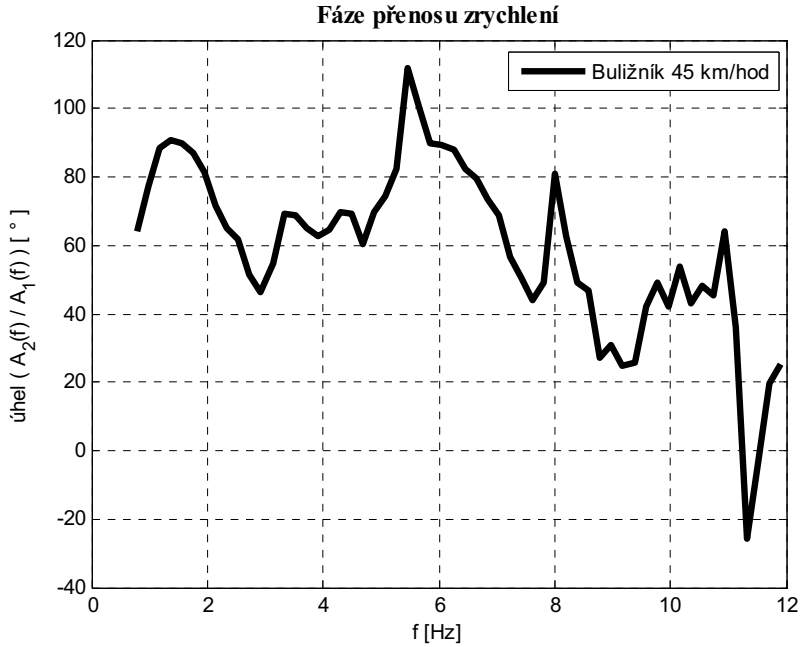


Obr. 13 Amplitudová frekvenční charakteristika přenosu zrychlení na vozovce 1. třídy, rychlost jízdy 80 km/hod;, měření a vyhodnocení provedeno ve zkušebně TATRA a.s. [6]: použité barvy jsou stejné jako na obr. 12

Měření přenosových charakteristik sedaček s řidičem při jízdě na dobré vozovce 1. třídy (obr. 13) ukázala opět jejich velký rozdíl oproti výsledkům laboratorními s pasivní figurínou.

Při laboratorním měření je buzení sedačky prováděno vertikálním pohybem jejího podstavce. Ve vozidle, zvláště na velmi náročných vozovkách, je pohyb podlahy kabiny podstatně složitější. Orientační měření v laboratoři, při kterých byl sedák sedaček náhodně zatěžován podélnými a příčnými silami současně s kinematickým buzením ve vertikálním směru, však vliv těchto přídavných buzení téměř vyloučila.

Jediným schůdným vysvětlením uvedených rozdílů je aktivní působení řidiče, který si upravuje jak svůj absolutní pohyb tak i relativní pohyb vůči podlaze, volantu a pedálům prostřednictvím svých paží a nohou.



Obr. 14 Fázová frekvenční charakteristika přenosu zrychlení na zkušební vozovce „Buližník“, aktivní sedačka, rychlost jízdy 45 km/h.

Fázová frekvenční charakteristika přenosu zrychlení na vozovce „Buližník“ (ale i jiných) tuto domněnku podporuje (obr. 14). Pohyb sedáku vůči pohybu podlahy má fázový posuv přibližně 40^0 až 90^0, což je možno si vysvětlit snahou řidiče o zmenšení jeho relativních pohybů vůči podlaze kabiny (a pedálům) a volantu. (Poznámka: Fázové vztahy, stanovené popsaným postupem, určují u nelineárních soustav s časově proměnnými parametry pouze fáze „koherentních“ složek výstupního a vstupního signálu – viz např. Apetaur. M.,1984 a 1988; vzhledem k charakteru problému jsou však patrně rozhodující.) Některé odchylky je možno si vysvětlit i tím, že zkušební řidič, který povrch vozovky dokonale zná, se na větší buzení v určitém místě již předem připraví.

Toto zřejmě platí i na dobrých vozovkách, kde si řidič patrně i přizpůsobuje své pohyby k navození „příjemného“ pocitu.

6. Poznatky pro vývoj aktivní vibroizolace osob

Aktivní vliv osoby, sedící na odpérované sedačce na jeho pohyby v jedoucím vozidle byl dosud zřejmě značně podceněn. Zvláště se to týká řidiče, který má neustálý kontakt s ovládači (volant, pedály). Tento vliv je patrně značně subjektivní, může být spojen i s navozením příjemného pohybového stavu (pohupování), a bude velmi obtížné jej při vývoji aktivního pérování zahrnout.

Při dalším vývoji aktivního pérování sedačky řidiče je jedinou cestou, jak zahrnout subjekt řidiče, nastavitelnost řízení do několika vybraných algoritmů.

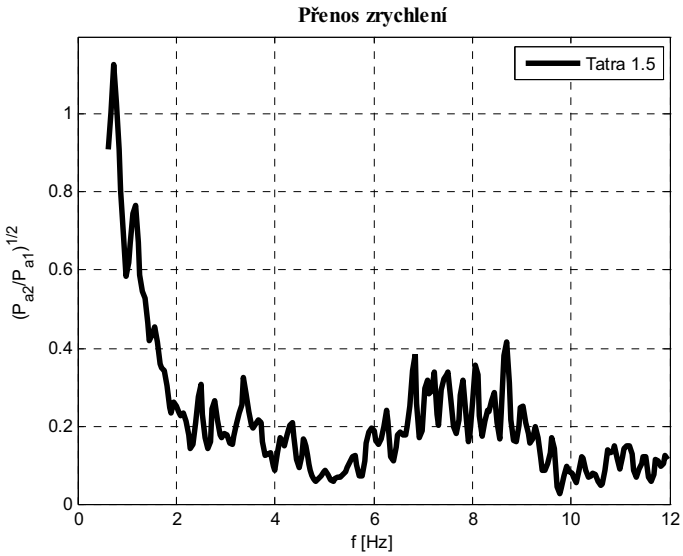
Současně je zřejmé, že aktivní ovlivňování svého pohybu na sedačce vůči kabině, zvláště při jízdě po velmi nerovné vozovce, musí řidiče fyzicky i psychicky vyčerpávat. Stanovování pohodlí jízdy řidiče na odpružené sedačce pouze pomocí hodnocení jeho vibrací dle známých norem ČSN ISO 2631-1, 1999 je proto nutně neúplné a nemůže vystihovat skutečné zatížení jeho organizmu.

Naproti tomu pro transportované pasivní osoby, jako jsou pacienti na lůžku, jsou požadavky na jejich izolaci od pohybu podlahy kabiny v podstatě určeny hygienickými normami, a aktivní odpérování zde může být zřejmě značně účinné.

7. Další vývoj aktivně odpérované sedačky

Uvedené grafy ukazovaly stav vývoje aktivní sedačky TUL na začátku roku 2008. Hlavní vibrační problémy byly spojeny s velkými zdvihy podlahy kabiny při provozu na extrémně špatných vozovkách (příklad je uveden na obr. 17 –viz Dodatek), což vedlo v laboratorních podmínkách k dorážení na dorazy, omezující propérování sedačky, a ke zhoršování jejích přenosových vlastností.

V průběhu roku 2008 došlo k rekonstrukci sedačky, jejímž výsledkem bylo značné zlepšení amplitudových frekvenčních charakteristik při intenzivnějších buzeních (obr. 15).



Obr. 15 Přenos zrychlení spočtený z měření provedeném lednu 09 v laboratoři při 1.5 násobném budícím signálu „Tatra“. Porovnej s obr. 8, kdy v listopadu 07 bylo možno sedač*ku* s přibližně stejným relativním zdvihem budit pouze s 0.5 násobným budícím signálem „Tatra“ (bez narážení na dorazy sedačky).

Další vývoj aktivní sedačky bude směřovat k rozšíření nastavitelnosti jejích přenosových vlastností ve smyslu, o němž bylo výše hovořeno.

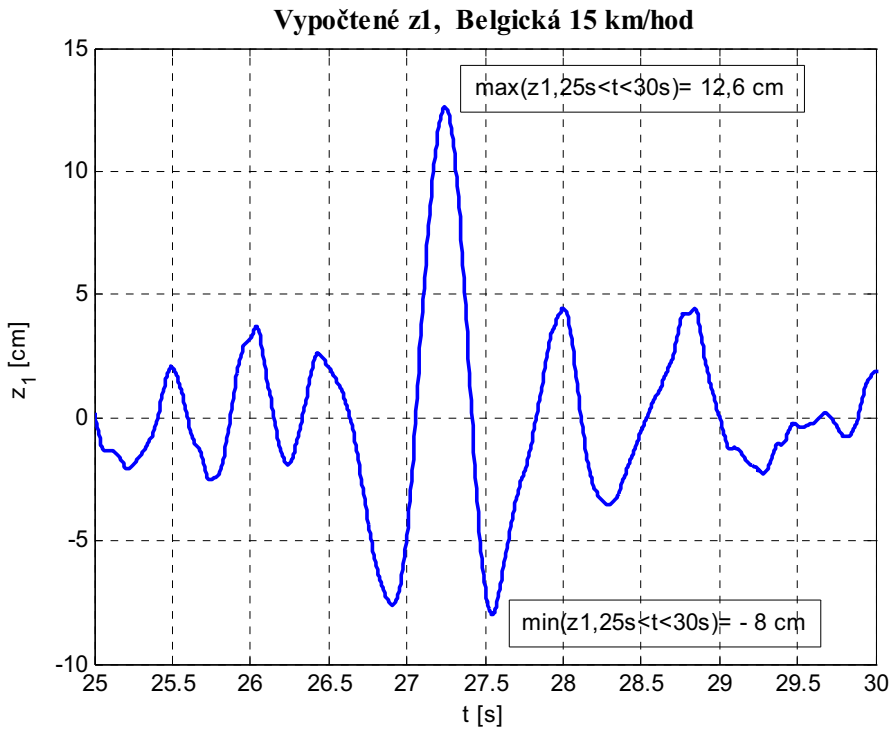
K ověřování a případně matematickému modelování aktivního vlivu osoby, sedící na sedačce, budou prováděny experimenty na plošině se 6^0 volnosti, postavené a zprovozněné v Hydrodynamické laboratoři TUL (obr. 16).

Obr. 16 Vibrační plošina se 6^0 volnosti, HDL TUL

Úkolem pro další vývoj aktivní sedačky je **vypracování více algoritmů řízení**, které v laboratorních měřeních na této plošině zajistí jak při malých tak i extrémně velkých budících signálech zajistí „uspokojivé chování sedačky“. Co je „uspokojivé chování“ bude však nutno zjistit až subjektivními zkouškami.

8. Dodatek: *Výpočet zdvihu podlahy kabiny*

Pro hodnocení jízdy po extrémních testovacích vozovkách jsme vypočítali zdvih podlahy kabiny z_1 ze zrychlení a_1. Ze zrychlení je možno vypočítat zdvih, závislost polohy na čase, dvojí integrací. Jak je známo, z důvodu nestacionárnosti pouze integrací získáme chybné hodnoty, především při delších časových průbězích. Proto rychlost a zdvih podlahy byly počítány jako dvojí průchod signálu a_1 dvěmi hornofrekvenčními propustmi spojenými v sérii s integrátory. Zlomová frekvence hornofrekvenčních propustí byla stanovována zkusmo tak, aby po dvojnásobné zpětné numerické derivaci z_1 se vypočítaný signál „příliš“ nelišil od změřeného signálu a_1. Jako hornofrekvenční propust byl použit digitální – diskrétní Butterworthův filtr se zlomovou frekvencí 0.4 Hz, (viz Matlab, Signal Processing Toolbox User’s Guide), funkce butter.



Obr. 17 Časový výřez vypočítaného zdvihu z_1 kabiny vozidla při jízdě po vozovce „Belgická“. Testovaná sedačka na vozidle měla maximální zdvih ca **14 cm**. Maximální změna zdvihu kabiny na obr. 17 je **20,6 cm**.

9. Závěry

Výsledky uvedených zkoušek přinesly zjištění, že **frekvenční přenosové charakteristiky, vypočtené z měření při jízdních zkouškách se sedadlem obsazeným řidičem neodpovídají těm, vypočteným s pasivní zátěží v laboratoři.** Toto jasně vyplývá z porovnání obr. 8, obr. 9 a obr. 12, obr. 13. Pro velmi velká buzení, jaká jsou na některých zkušebních drahách polygonu TATRA („PAVÉ“, „Belgická“) byl určitý nesoulad měření laboratorních a vozidlových očekáván, protože jak řidič tak i spolujezdec se musí přidržovat pevných částí kabiny, nemají-li ji při jízdě opustit. Jízda např. po vozovce „Buližník“ však tak silnou podporu nepotřebuje. Na vozovkách 1. třídy pak již vůbec ne. Přesto řidič zřejmě ovlivňuje svým chováním diskutované přenosové charakteristiky.

Úkolem pro další vývoj aktivní sedačky je **vypracování více algoritmů řízení**, které v laboratorních měřeních při malých a extrémně velkých budících signálech zajistí „uspokojivé chování sedačky“. **Testování algoritmů** řízení sedačky bude prováděno s pokusnými osobami v laboratorních podmínkách. Konečné ověření bude muset být prováděno **na vozidle při zatížení sedačky řidičem**.

10. Poděkování

Příspěvek vznikl v rámci řešení výzkumného záměru Fakulty strojní Technické univerzity v Liberci MSM 4674788501 finančně podporovaného MŠMT ČR.

11. Literatura

Kupka L., Janeček B., Buchta J., Šklíba J.: *Návrh stavového regulátoru aktivního vibroizolačního systému.* In: Sborník XIV. národního semináře s mezinárodní účastí Interakce a zpětné vazby 2007. Praha: ÚT AV ČR, 2007. s. 119-124. ISBN 978-80-87012-08-6.

Kupka L., Janeček B., Šklíba J.: *Laboratory Verification of the Active Vibration Isolation of the Driver Seat.* In: *Recent Advances in Mechatronics* – sborník mezinárodní konference Mechatronics Varšava 2007. Berlin – Heidelberg – New York: Springer, 2007. s. 453-457, ISBN 978-3-540-73955-5.

Kupka L., Šklíba J., Janeček B., Apetaur M., Kozderka J.: *Experimental Research of the Active Vibration Isolation System of the Driver Seat.* In: Sborník národní konference s mezinárodní účastí Engineering Mechanics Svratka 2006. Praha: ÚTAM AV ČR, 2006. ISBN 80-86246-27-2.

Janeček B., Kupka L., Šklíba J., Apetaur M., Martonka, R.: *On the Problem of the Active Control of the Driver Seat.* In: Sborník mezinárodní konference Mechatronics, Robotics and Biomechanics 2005 [CD–ROM]. Brno, 2005.

Matlab, Signal Processing Toolbox User’s Guide, www.mathworks.com/access/helpdesk/help/toolbox/signal

Nezveřejnitelná výzkumná zpráva výrobce – 2007/2008.

ČSN ISO 2631-1 Vibrace a rázy – Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím, Český normalizační institut 1999.

Apetaur. M.: Properties of Non-linear Two-force Elements Used in Vehicle Dynamic Systems under Stationary Stochastic Excitation. Vehicle System Dynamics, Vol. 13, Nr. 5, 1984, NE ISSN 0042-3114.

Apetaur. M.: Modified Second Order Linearization Procedure. Vehicle System Dynamics, Vol. 17, Nr. 5, 1988, NE ISSN 0042-3114.

Stein J.: *New Development in Application of Electro-Pneumatic Active Vibration Control Systems in Driver's Seats.* In Noise and Vibration in Practice : proceedings of the 13th international acoustic conference. - Bratislava : STU strojnícka fakulta, 2008. ISBN 978-80-227-2885-0, s.95-100.

Stein J.: *Active Vibration Control Systems for Driver`s Seats-from Basic research to first Commercial Applications.* In Engineering Mechanics 2008 : national conference with international participation. - Prague : Institute of Thermomechanics, 2008. ISBN 978-80-87012-11-6