

# HODNOCENÍ VIBRACÍ PŮSOBÍCÍCH NA ŘIDIČE SEDÍCÍHO NA AKTIVNĚ ŘÍZENÉM SEDADLE

## EVALUATION OF VIBRATIONS ACTING ON DRIVER SITTING ON ACTIVELY CONTROLLED SEAT

Libor Kupka<sup>1</sup>

*Anotace: V úvodu článku jsou ve stručnosti shrnuty metody hodnocení účinku vibrací na lidský organismus uváděné často v neucelené podobě v normách, v hygienických předpisech a doplňujících vyhláškách a v nejrůznějších odborných publikacích, zabývajících se vibroizolací a akustikou. Pozornost je věnována doporučené metodice měření vibrací a následnému zpracování naměřených dat s využitím frekvenční analýzy. Uváděna jsou RMS spektra zrychlení sedáku funkčního vzoru aktivně řízeného sedadla. Je prováděn rozbor výsledků jízdních zkoušek realizovaných na testovacích drahách ve společnosti TATRA Kopřivnice.*

*Klíčová slova: vibrace, sedadlo řidiče, aktivní vibroizolační systém, jízdní zkoušky.*

*Summary: In the beginning of article are briefly summarized methods for evaluation of vibrations on the human body often presented in fragmented form in standards, sanitary regulations and supplementary decrees and in various specialized publications dealing with vibration isolation and acoustics. Attention is paid to the recommended methodology for measuring vibration and subsequent processing of the measured data using frequency analysis. Acceleration RMS spectra of actively controlled driver's seat are shown. Is carried out analysis of the results of driving tests conducted on test tracks at TATRA Kopřivnice.*

*Key words: vibrations, driver's seat, active vibration isolation system, driving tests.*

### ÚVOD

Hygienické požadavky z hlediska vlivu vibrací a způsoby jejich měření a hodnocení upravuje norma ČSN ISO 2631. Metodika hodnocení vlivu vibrací přenášených na sedící osobu z vibrujícího sedadla je uvedena např. v (1). Člověk vnímá mechanické vibrace pomocí soustavy, která zajišťuje celkovou psychosomatickou citlivost. Ta je ovlivněna celou řadou faktorů. Účinky vibrací a rázů na člověka se sledují s ohledem na zajištění komfortu, pracovní výkonnosti nebo zdraví exponovaných osob. Z této skutečnosti vychází příslušné limity přípustných vibrací.

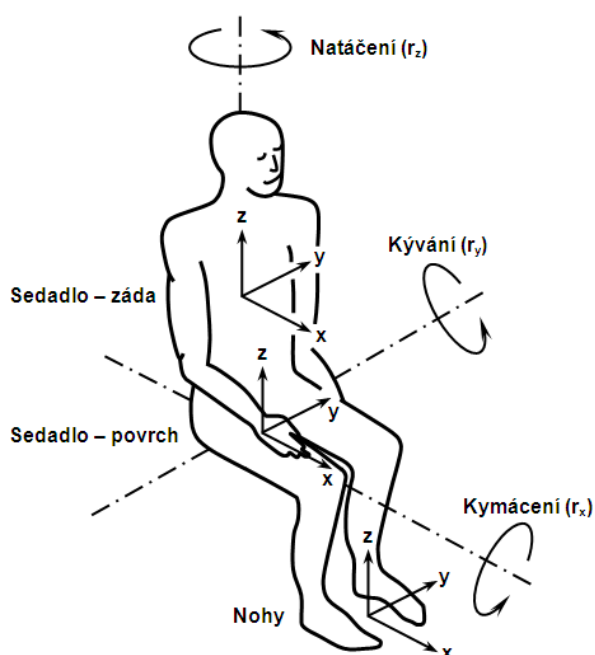
Pro posouzení směrových účinků vibrací byly stanoveny soustavy souřadnic lidského těla (1) a (2), v nichž se vibrace měří. Podle směru se celkové vibrace dělí na horizontální a vertikální a v těchto směrech se hodnotí odlišně. Frekvence vibrací se sleduje zejména proto, aby se omezilo nepříznivé působení vibrací na člověka v oblastech, kde člověk tyto vibrace

<sup>1</sup> Ing. Libor Kupka, Ph.D., Univerzita Pardubice, Fakulta elektrotechniky a informatiky, Katedra řízení procesů, náměstí Čs. legií 565, 532 10 Pardubice, Tel.: +420 466 037 504, Fax: +420 466 036 241, E-mail: [libor.kupka@upce.cz](mailto:libor.kupka@upce.cz)

nejvíce vnímá a kde lze pozorovat rezonance částí lidského těla. Oblast nejvyšší citlivosti na celkové vertikální vibrace, jejichž přenos je nutno u sedadla řidiče sledovat, se nachází v pásmu mezi 4 až 8 Hz. Nicméně, z hlediska dobré ovladatelnosti vozidla a pohodlí řidiče je velmi důležitá i frekvenční oblast do 4 Hz.

## 1. HODNOCENÍ VIBRACÍ PŮSOBÍCÍCH NA LIDSKÝ ORGANISMUS PODLE NOREM

Mezinárodní norma ISO 2631-1 definuje metody měření periodických, náhodných a přechodových celkových vibrací (2). Uvádí faktory podstatné pro určení stupně, s jakým bude expozice vibracím přijatelná. V přílohách normy jsou uváděny doplňkové informace a návody potřebné pro posouzení možných účinků vibrací na zdraví, pohodlí a vnímání a na výskyt nemoci z pohybu.



Zdroj: Autor, (2)

Obr. 1 – Basicentrická soustava souřadnic pro sedící osobu

V normě uvažovaný frekvenční rozsah pro měření vibrací je:

- 0,5 až 80 Hz pro zdraví, pohodlí a vnímání;
- 0,1 až 0,5 Hz pro nemoc z pohybu (tzv. kinetózu).

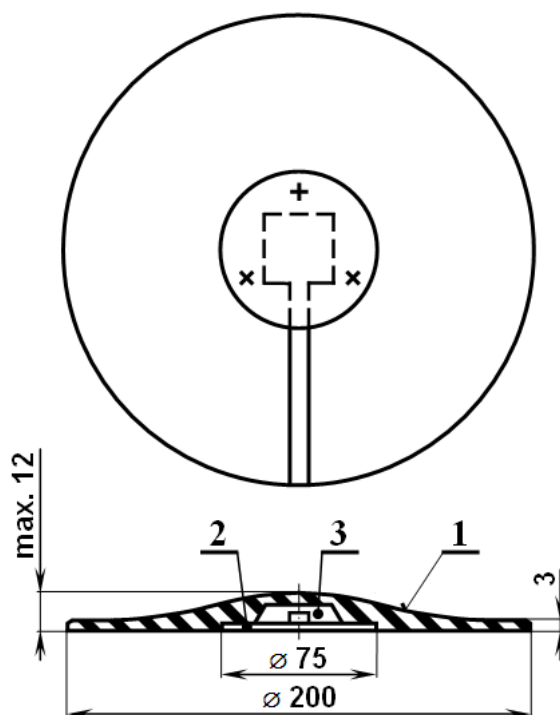
Norma je platná pro hodnocení vibrací, které jsou přenášeny na lidské tělo jako celek z opěrných povrchů. Jedná se o nohy stojící osoby, zadek, záda a nohy sedící osoby nebo opěrné oblasti ležící osoby. Tento druh vibrací se vyskytuje v dopravních prostředcích, na strojních zařízeních, v budovách a v blízkosti pracujících strojních zařízení.

### 1.1 Měření vibrací

Určující veličinou pro vyjádření velikosti vibrací je dle normy ISO 2631 zrychlení. Vibrace se měří podle soustavy souřadnic s počátkem v bodě, kterým vibrace vstupují do lidského těla. Basicentrická soustava souřadnic pro sedící osobu je znázorněna na obr. 1.

Snímač musí být umístěn tak, aby indikoval vibrace na rozhraní mezi lidským tělem a zdrojem vibrací.

Pro snímání vibrací je vhodné podle (3) použít polopružný disk o průměru 200 mm s pevným jádrem o průměru 75 mm a tloušťkou od 3 do 12 mm, případně podobný disk o shodném vnějším průměru a tloušťkou do 6 mm. Ve středu tohoto disku je připevněn tříosý snímač efektivní hodnoty (RMS) zrychlení (akcelerometr) s rozsahem 0,1 až 10 m/s<sup>2</sup>, přičemž přípustná maximální hodnota zrychlení bývá až 100 m/s<sup>2</sup>. Měřicí disk musí být umístěn ve středu sedadla a je doporučeno jej připevnit k sedadlu páskou. Schéma disku je na obr. 2.



Zdroj: Autor, (3)

Obr. 2 – Polopružný disk pro měření zrychlení na sedadle (1 – disk, 2 – kovová deska pro upevnění snímače, 3 – dutina pro snímač)

Na mezinárodní standard ISO 2631 v ČR navazuje hygienický předpis č. 53, svazek 46/1980 „Směrnice, jimiž se stanoví způsob měření a hodnocení vibrací“. Oborová norma ONA 30 0735 (4) stanovuje postup měření přenosové amplitudové funkce sedadla na zkušebním stavu. Přenosová funkce je stanovena jako poměr amplitudy kmitů povrchu sedadla k amplitudě kmitů místa uchycení sedadla k podlaze kabiny. Má být měřena se sedícím řidičem o hmotnosti 55 kg ± 10 % resp. 98 kg ± 10 %, případně s náhradním zatížením o hmotnosti 37 kg resp. 65,5 kg. Frekvenční rozsah je podle této normy doporučován v rozmezí frekvencí od 0,5 Hz do 10 Hz s amplitudou zkušebního stavu 5 mm a s odstupňováním frekvencí po 0,25 Hz v rozmezí 0,5 až 3 Hz a po 1 Hz v rozmezí 3 až 10 Hz.

Pro svislý směr jsou vibrace na sedadle závislé především na systému pérování vozidla, odpružení kabiny a přenosových vlastnostech sedadla. Pro boční směr je hladina vibrací určena zejména systémem pérování vozidla a kabiny a téměř nezávisí na typu sedadla. Pro podélný směr je určující dynamika vozidla s korekčními zásahy řidiče. Bylo zjištěno, že hladina vibrací na sedadle prázdného vozidla je vyšší než u zatíženého vozidla (7).

## 1.2 Hodnocení vibrací

Jednotlivé postupy doporučené pro hodnocení vibrací definované v ISO 2631 zahrnují metody průměrování v čase a ve frekvenčních pásmech. Frekvenční charakteristika snímače vibrací včetně přizpůsobovacích obvodů (čidlo, zesilovač, převodník) musí být vhodná pro rozsah frekvencí stanovený normou.

Základní metodou hodnocení vibrací je dle ISO 2631 *metoda vážené efektivní hodnoty* (RMS) *zrychlení*, která se vypočte podle následujícího vztahu

$$a_{\text{ef}} = \left[ \frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} [a_w(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (1)$$

kde  $a_w(t)$  je vážené zrychlení a  $T_m$  je doba trvání měření. O skutečnosti, zda je metoda vhodná k aplikaci rozhodneme podle činitele výkmitu (crest faktoru), který je definován absolutní hodnotou poměru nejvyšší okamžité špičkové hodnoty frekvenčně váženého zrychlení k jeho efektivní hodnotě. Metoda je obvykle dostatečná pro činitele výkmitu nižší nebo rovné 9. V případech, kdy se vlivem použití základní metody hodnocení mohou podhodnotit účinky vibrací (vysoké činitele výkmitu při náhodných rázech či přechodových vibracích), se použije jedna z níže popsaných alternativních metod – tzv. přídatných metod hodnocení vibrací.

Použitím krátké integrační časové konstanty se *metodou hodnocení průběžné efektivní hodnoty* zohledňují náhodné rázy a přechodové vibrace. Velikost vibrací je definována jako nejvyšší hodnota přechodových vibrací (MTVV) daná maximální hodnotou  $a_{\text{ef}}(t_0)$ , jež je definována vztahem

$$a_{\text{ef}}(t_0) = \left[ \frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2)$$

kde  $t_0$  je čas pozorování (okamžitý) a  $\tau$  je doba integrace probíhajícího průměrování. Maximální hodnota přechodových vibrací je pak definována

$$a_{\text{MTVV}} = \max [a_{\text{ef}}(t_0)], \quad (3)$$

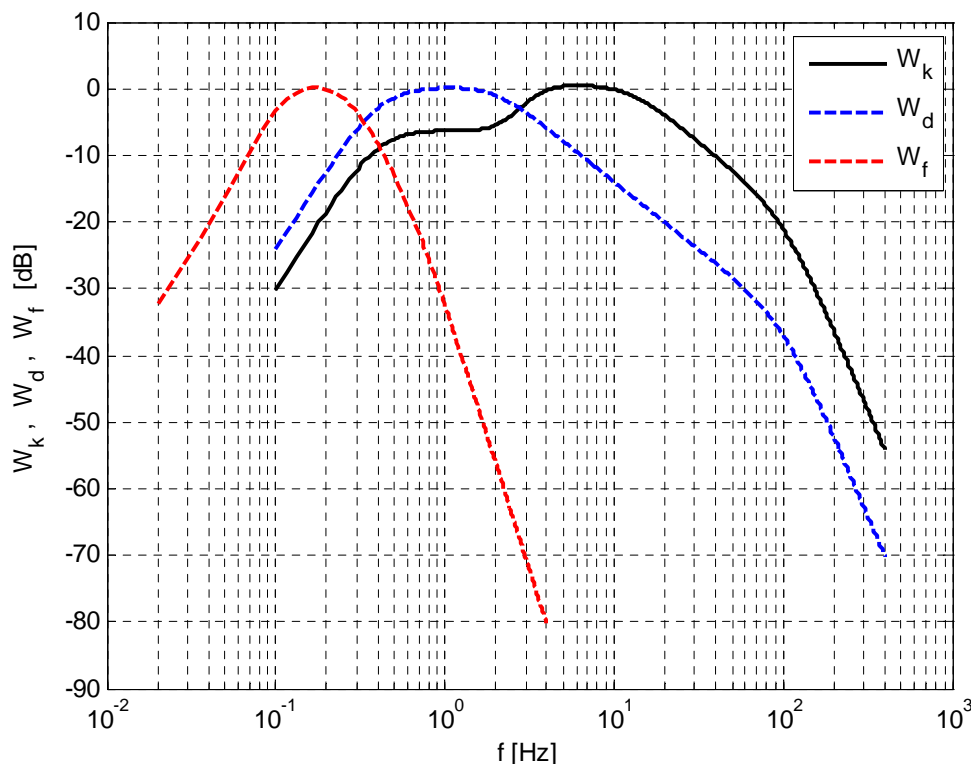
tj. nejvyšší hodnota  $a_{\text{ef}}(t_0)$  odečtená během měřicího intervalu  $T_m$ .

Použitím čtvrté mocniny namísto druhé mocniny časového průběhu zrychlení jako základu průměrování je tzv. *metoda čtvrté mocniny dávky vibrací* citlivější na špičky než metoda základní. Kvartová hodnota dávky vibrací (VDV) udávaná v  $\text{m/s}^{1,75}$  nebo v  $\text{rad/s}^{1,75}$  je definována

$$a_{\text{VDV}} = \left[ \int_0^{T_m} [a_w(t)]^4 dt \right]^{\frac{1}{4}}, \quad (4)$$

Před vlastním integrováním časového průběhu frekvenčně váženého zrychlení, podle vztahu (1), (2) nebo (4) v závislosti na zvolené metodě hodnocení, se musí určit odpovídající frekvenční vážení. Před integrováním časového průběhu frekvenčně váženého zrychlení se musí určit odpovídající frekvenční vážení. Pro různé směry působení vibrací, tj. pro svislý směr Z a horizontální směry (podélný X a příčný Y), se uvažují rozdílná frekvenční vážení. Pro hodnocení nízkofrekvenčních vibrací, které vyvolávají nemoc z pohybu (kinetózu), je v normě uvažováno speciální frekvenční vážení.

Pro sedící osoby se pro vibrace působící ve směru Z používá křivka  $W_k$  frekvenčního vážení na obr. 3. Křivka  $W_d$  se používá pro vážení ve směrech X a Y, křivka  $W_f$  se pak používá při posuzování vlivu vibrací vzhledem k výskytu nemoci z pohybu.



Zdroj: Autor, (2)

Obr. 3 – Křivky frekvenčního vážení

Naměřený signál zrychlení je možné analyzovat a uvádět ve formě spekter neváženého zrychlení buď s konstantní, nebo s poměrnou šířkou pásma. V případě třetinooktávových pásem musí jejich střední frekvence odpovídat frekvencím uvedeným v tab. 1. Výpočet celkové vážené hodnoty zrychlení  $a_w$  se v souladu s ISO 2631 provádí podle vzorce

$$a_w = \left[ \sum_{i=1}^N (W_i a_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (5)$$

kde  $W_i$  je váhový součinitel  $i$ -tého třetinooktávového pásma a  $a_i$  je efektivní hodnota zrychlení v  $i$ -tém třetinooktávovém pásmu. Váhy pro svislý směr a horizontální směry se navzájem liší. Pro svislý směr je největší citlivost lidského organismu ve frekvenčním pásmu od 4 do 8 Hz, pro horizontální směry je to od 1 do 2 Hz. Vibrace v třetinách oktávy pod 1 Hz se u automobilových sedadel nehodnotí (7), jinak je tomu ale při hodnocení vibrací např. v budovách, na lodích apod. Signál běžných akcelerometrů je na frekvencích pod 1 Hz navíc zatížen parazitními drifty a obvykle je tedy nepoužitelný.

Pro určení lidské reakce na mechanické kmitání je rozhodující jeho intenzita, která se vyjadřuje, jak již bylo výše řečeno, efektivní hodnotou zrychlení, frekvence, směr a doba působení. Norma ISO 2631 stanovuje meze efektivních hodnot zrychlení v závislosti na době účinku a frekvenci pro svislý a vodorovný směr. V normě jsou definovány tzv. *meze snížené*

*výkonnosti, meze sníženého pohodlí a dále meze ohrožení zdraví. Meze sníženého pohodlí jsou 3,15 krát menší než meze snížené výkonnosti, meze ohrožení zdraví jsou 2 krát větší.*

Tab. 1 – Základní frekvenční vážení v třetinooktávových pásmech pro vertikální směr Z

Číslo pásma	Frekvence	Vážení		Číslo pásma	Frekvence	Vážení	
<i>i</i>	$f_{Si}$ [Hz]	$W_{ki} \times 1000$	$W_{ki}$ [dB]	<i>i</i>	$f_{Si}$ [Hz]	$W_{ki} \times 1000$	$W_{ki}$ [dB]
-10	0,1	31,2	-30,11	9	8	1036	0,31
-9	0,125	48,6	-26,26	10	10	988	-0,10
-8	0,16	79,0	-22,05	11	12,5	902	-0,89
-7	0,2	121	-18,33	12	16	768	-2,28
-6	0,25	182	-14,81	13	20	636	-3,93
-5	0,315	263	-11,60	14	25	513	-5,80
-4	0,4	352	-9,07	15	31,5	405	-7,86
-3	0,5	418	-7,57	16	40	314	-10,05
-2	0,63	459	-6,77	17	50	246	-12,19
-1	0,8	477	-6,43	18	63	186	-14,61
0	1	482	-6,33	19	80	132	-17,56
1	1,25	484	-6,29	20	100	88,7	-21,04
2	1,6	494	-6,12	21	125	54,0	-25,35
3	2	531	-5,49	22	160	28,5	-30,91
4	2,5	631	-4,01	23	200	15,2	-36,38
5	3,15	804	-1,90	24	250	7,90	-42,04
6	4	967	-0,29	25	315	3,98	-48,00
7	5	1039	0,33	26	400	1,95	-54,20
8	6,3	1054	0,46				

Zdroj: Autor, (2)

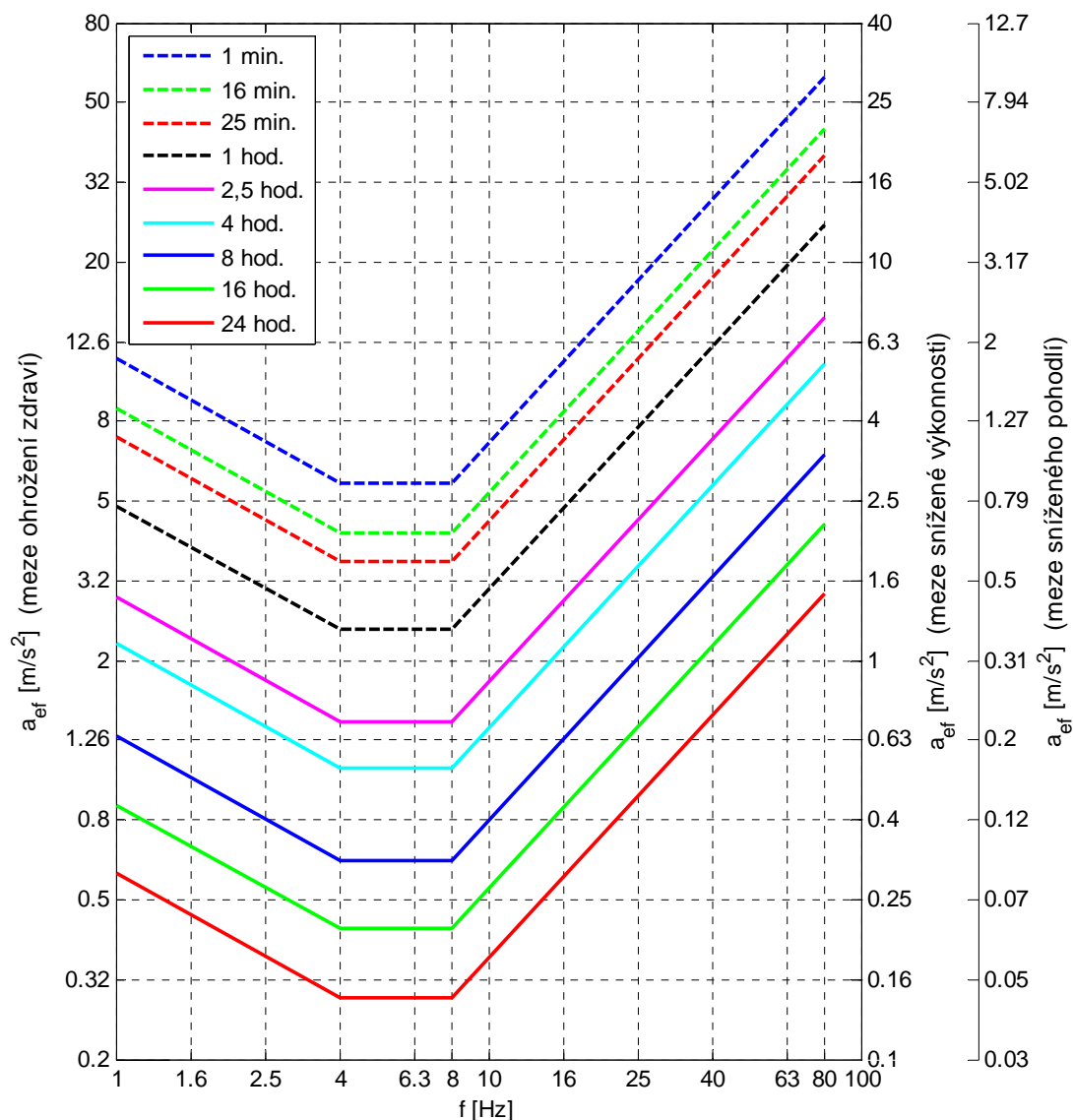
V České republice jsou nejvyšší přípustné hodnoty vibrací stanoveny hygienickým předpisem č. 41, svazek 37/1977 „Nejvyšší přípustné hodnoty hluku a vibrací“ (příloha k vyhlášce Ministerstva zdravotnictví č. 13/1977 Sb. „O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací“). Tento předpis stanovuje pro hodnocení vibrací na sedadlech řidičů motorových vozidel meze, které odpovídají mezím snížené výkonnosti v normě ČSN ISO 2631. Místo efektivních hodnot zrychlení je v uvedeném předpise používána hladina zrychlení vibrací, která je definována vztahem

$$L(a) = 20 \log \frac{a_{ef}}{a_0}, \quad (6)$$

kde  $a_{ef}$  je efektivní hodnota zrychlení v  $m/s^2$  a  $a_0 = 10^{-6} m/s^2$  je referenční zrychlení dle ISO 1683. Meze působení svislých vibrací jsou na obr. 4. Efektivní hodnota zrychlení je vynesena v závislosti na střední frekvenci třetinooktávového pásma.

Experimentálně naměřená data se zpracovávají pomocí metod frekvenční analýzy. Obvykle obdržené výsledky vibroizolace hodnotíme a porovnáváme s jinými systémy na základě jejich přenosových vlastností či RMS hodnot zrychlení ve formě frekvenčních spekter. Přímé metody vyhodnocení spektra vychází z periodogramu, který se vypočte z naměřené časové řady její Fourierovou transformací. Periodogram lze počítat z jednoho souvislého záznamu dat anebo je možné záznam rozdělit na několik úseků, přičemž výsledné frekvenční spektrum se získá průměrováním dílčích výsledků výpočtu. Přímý výpočet spektra

s dělením na úseky je nazýván Welchovou metodou. Výpočty lze jednoduše algoritmovat v prostředí MATLAB.

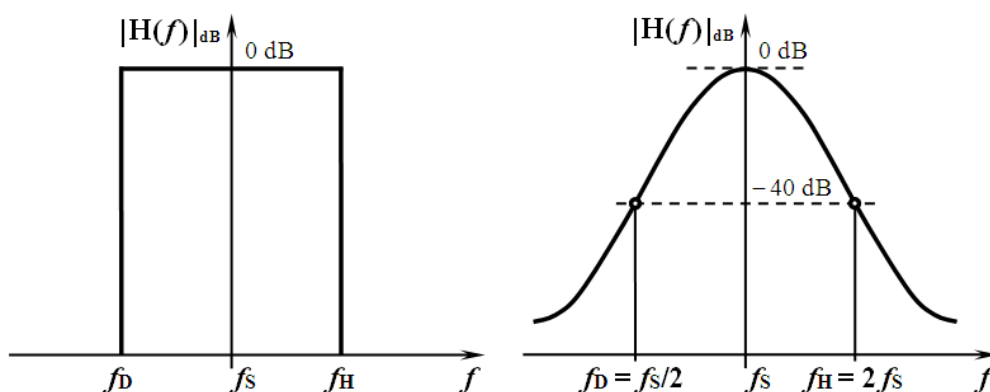


Zdroj: Autor, (2)

Obr. 4 – Meze stejné doby účinku efektivních hodnot svislého zrychlení pro sedícího člověka v závislosti na frekvenci

### 1.3 Frekvenční spektra

Frekvenční spektrum představuje zjednodušeně podíl jednotlivých frekvenčních složek v obecném signálu (5). Toto spektrum je funkcí frekvence a podle matematické definice jde obecně o spojitou funkci. V minulosti se k vyhodnocování používaly tzv. frekvenčně selektivní voltmetry, tj. klasické voltmetry s pásmovou propustí (filtrem). Frekvenčními filtry lze v reálném čase přímo vyhodnotit úroveň složek spektra z jistého frekvenčního rozsahu s tím, že ostatní složky spektra jsou potlačeny. U fyzikálně realizovaných filtrů časového průběhu signálu neexistuje pouze jediná hraniční frekvence mezi propustným a nepropustným pásmem, ale celé přechodové pásmo, viz obr. 5. Pro další úvahy předpokládejme ideální filtr bez přechodového pásma, tedy s dolní mezní frekvencí  $f_D$  a s horní mezní frekvencí  $f_H$ .



Zdroj: Autor, (5)

Obr. 5 – Ideální a fyzikálně realizovatelná pásmová propust se selektivitou 40 dB

Absolutní šířku propustného pásma definujeme  $\Delta f = f_H - f_D$ , relativní šířku pak  $\Delta f / f_S$ . Vztah mezi šířkami dílčích pásem frekvenčního spektra určuje např. dle (5) dva základní přístupy:

- vyhodnocování spekter s konstantní relativní šířkou pásma, tzv. CPB (constant percentage bandwidth) analýzou, s využitím logaritmické frekvenční osy;
- vyhodnocování spekter s konstantní absolutní šířkou pásma, přičemž nejvíce je rozšířena zejména rychlá Fourierova transformace (FFT – fast Fourier transform), s využitím lineární příp. logaritmické frekvenční osy.

Střed pásma při CPB analýze spekter s konstantní relativní šířkou pásma je definován geometrickým průměrem dolní a horní mezní frekvence

$$f_S = \sqrt{f_D f_H} . \quad (6)$$

Uvažujeme-li spektra s konstantní absolutní šířkou pásma, je střed propustného pásma dán aritmetickým průměrem těchto frekvencí

$$f_S = \frac{f_D + f_H}{2} . \quad (7)$$

Logaritmická frekvenční stupnice při CPB analýze dává při znázornění ve sloupcovém grafu konstantní rozmístění jednotlivých složek spektra, což je výhodné při hodnocení účinků vibrací vzhledem k měřením, které předepisují hygienické normy. Tento přístup je charakteristický vyšší rozlišitelností na začátku frekvenčního rozsahu. V současnosti lze ovšem s využitím FFT vzhledem k možnostem moderní měřicí a výpočetní techniky pracovat v celém frekvenčním rozsahu s konstantní – velmi malou – šířkou pásma  $\Delta f$ .

Střední frekvenci  $i$ -tého třetinooktávového pásma  $f_{Si}$  vypočteme dle (8) s využitím vzorce

$$f_{Si} = 10^{\frac{i}{10}} , \quad (8)$$

kde  $i = \dots, -2, -1, 0, 1, 2, \dots$  je číslo pásma. Jednotlivá pásma jsou vymezena krajními frekvencemi  $f_{Di}$  a  $f_{Hi}$ , které lze vypočítat

$$f_{Di} = \frac{10^{\frac{i}{10}}}{10^{0,05}} = 10^{\frac{i-0,5}{10}} , \quad (9a)$$



$$f_{Hi} = 10^{\frac{i}{10}} \cdot 10^{0,05} = 10^{\frac{i+0,5}{10}}. \quad (9b)$$

Střední frekvence třetinooktávových pásem jsou uvedeny v normě ISO 2631, jejich hranice jsou vymezeny v normě IEC 1260. Střední a krajní frekvence třetinooktávových pásem vypočtené podle vztahů (8) a (9) jsou v tab. 2 pro pásma  $i = 0, \dots, 20$  porovnány s frekvencemi normovanými.

Tab. 2 – Vymezení třetinooktávových pásem

Číslo pásma $i$	Střední frekvence pásma $f_{Si}$ [Hz]		Dolní mez pásma $f_{Di}$ [Hz]		Horní mez pásma $f_{Hi}$ [Hz]		Šířka pásma [Hz]
	Normovaná	Skutečná	Normovaná	Skutečná	Normovaná	Skutečná	
0	1	1	0,89	0,891251	1,12	1,122018	0,230768
1	1,25	1,258925	1,12	1,122018	1,41	1,412538	0,290519
2	1,6	1,584893	1,41	1,412538	1,78	1,778279	0,365742
3	2	1,995262	1,78	1,778279	2,24	2,238721	0,460442
4	2,5	2,511886	2,24	2,238721	2,82	2,818383	0,579662
5	3,15	3,162278	2,82	2,818383	3,55	3,548134	0,729751
6	4	3,981072	3,55	3,548134	4,47	4,466836	0,918702
7	5	5,011872	4,47	4,466836	5,62	5,623413	1,156577
8	6,3	6,309573	5,62	5,623413	7,08	7,079458	1,456045
9	8	7,943282	7,08	7,079458	8,91	8,912509	1,833052
10	10	10	8,91	8,912509	11,2	11,22018	2,307675
11	12,5	12,58925	11,2	11,22018	14,1	14,12538	2,905191
12	16	15,84893	14,1	14,12538	17,8	17,78279	3,657419
13	20	19,95262	17,8	17,78279	22,4	22,38721	4,604417
14	25	25,11886	22,4	22,38721	28,2	28,18383	5,796618
15	31,5	31,62278	28,2	28,18383	35,5	35,48134	7,297510
16	40	39,81072	35,5	35,48134	44,7	44,66836	9,187020
17	50	50,11872	44,7	44,66836	56,2	56,23413	11,56577
18	63	63,09573	56,2	56,23413	70,8	70,79458	14,56045
19	80	79,43282	70,8	70,79458	89,1	89,12509	18,33052
20	100	100	89,1	89,12509	112	112,2018	23,07675

Poměrná šířka pásma (šířka pásma dělená příslušnou střední frekvencí) je shodná pro všechna pásma a je rovna 0,2307675, tj. cca 23 %.

Zdroj: Autor, (8)

## 2. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ JÍZDNÍCH ZKOUŠEK S AKTIVNĚ ŘÍZENÝM SEDADLEM

Při jízdách zkouškách provedených na testovacích drahách v závodě Tatra a. s. Kopřivnice bylo použito sedadlo typu 413 00 KAMAZ doplněné o aktivní vibroizolační systém, blíže popsany např. v (9) a (10). Sedadlo bylo osazeno v nákladním automobilu TATRA T815 – 230 S25 6×6 (obr. 6 a 7). Provozní hmotnost tohoto automobilu s typovým označením pneumaticky odpruženého podvozku TNT 230 S25 6K 040 560 je 13 500 kg. Zkoušky byly prováděny s řidičem vysokým 172 cm o hmotnosti 83 kg.

Testy sedadla byly prováděny při jízdě po speciálních vozovkách a běžné reálné vozovce v areálu společnosti Tatra. Uveďme jejich stručnou charakteristiku:

- speciální vozovka PAVÉ, rychlost 25 km/h, délka 400 m;
- speciální vozovka BELGICKÁ, rychlost 15 km/h, délka 400 m;

- speciální vozovka BULIŽNÍK, rychlost 45 km/h, délka 400 m;
- speciální vozovka PANELY, rychlost 35 km/h, délka 450 m;
- speciální vozovka SINUS, rychlost 20 km/h, délka 400 m;
- reálná (rozbitá) vozovka (areál Tatra Kopřivnice).



Zdroj: Autor

Obr. 6 – Nákladní automobil TATRA T815 – 230 S25 6x6



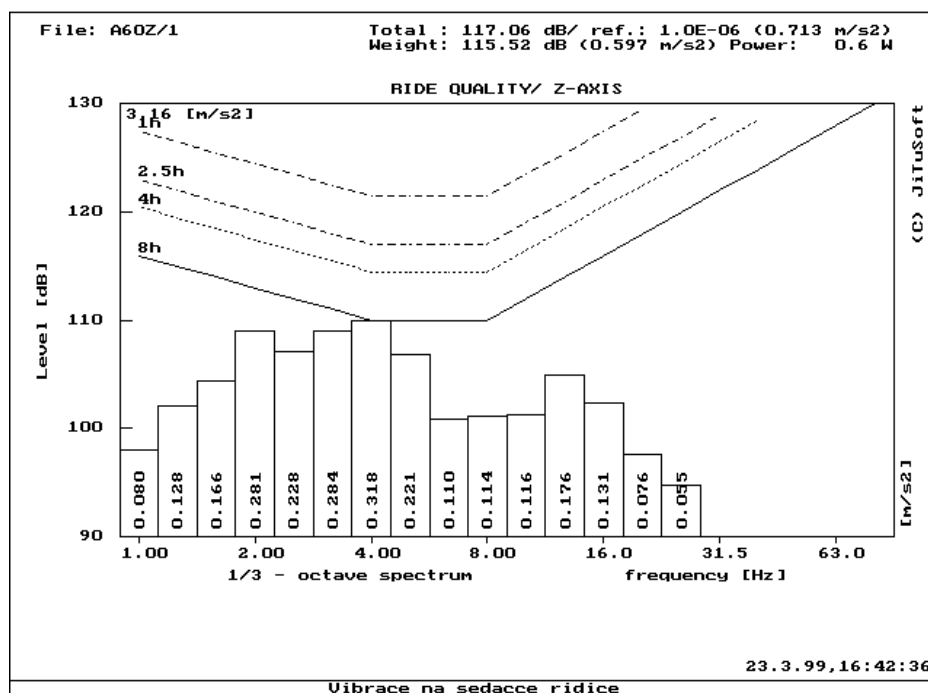
Zdroj: Autor

Obr. 7 – Nákladní automobil TATRA T815 – 230 S25 6x6 na zkušebním polygonu firmy TATRA (jízda po BELGICKÉ, vpravo zkušební vozovka BULIŽNÍK)

Připomeňme, že vlastní hodnocení se provádí na základě efektivní hodnoty (RMS) váženého zrychlení, kterou lze vypočítat z PSD spektra. Vypočtené RMS spektrum zrychlení (třetinooktávové či úzkopásmové) se pak porovnává s křivkami odpovídajícími mezím snížené výkonnosti na obr. 4. Místo efektivních hodnot zrychlení je používána hladina (level) zrychlení vibrací  $L(a)$ , která je definována vztahem (6).

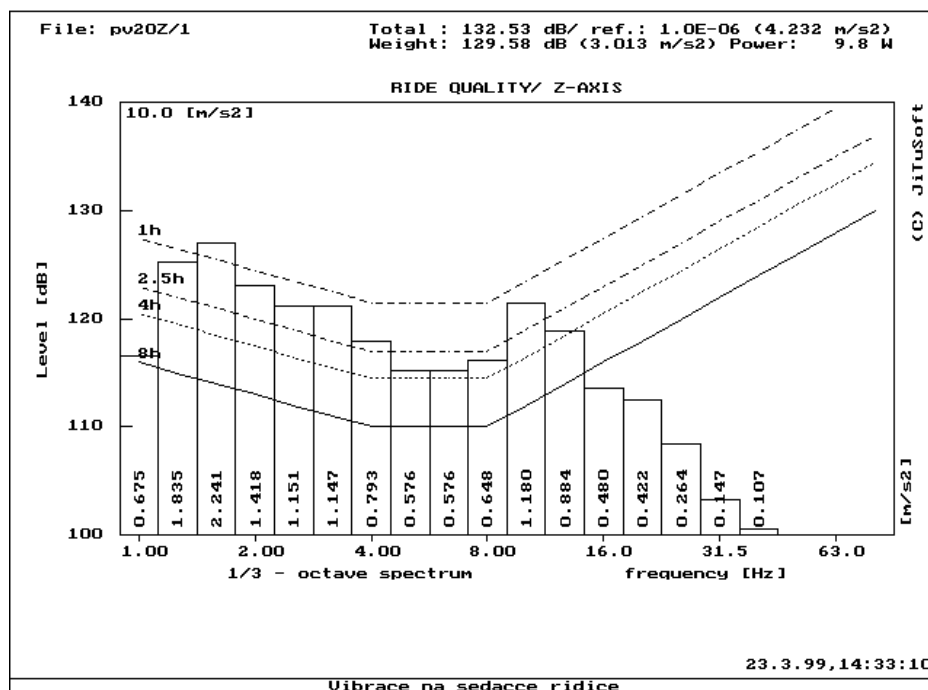
V běžném silničním provozu na asfaltových nebo dlážděných vozovkách vyhovuje z hlediska úrovně vibrací naměřených na sedadle řidiče většina měřených vozidel obvykle osmihodinovému, v některých případech čtyřhodinovému nepřetržitému provozu (7). Na speciálních testovacích vozovkách polygonu Tatra Kopřivnice se doba přípustného provozu rychle snižuje a na nejagresivnějších vozovkách (PAVÉ, BELGICKÁ, PANELY) nedosahuje

v řadě případů ani 0,5 hodiny. Na obr. 8 a 9 převzatých z (7) je provedeno porovnání třetinooktávových spekter vibrací ve svislém směru dosahovaných na sedadle řidiče při jízdě prázdného nákladního automobilu Tatra po asfaltové vozovce ustálenou rychlostí 60 km/h a po testovací vozovce PAVĚ rychlostí 25 km/h.



Zdroj: (7)

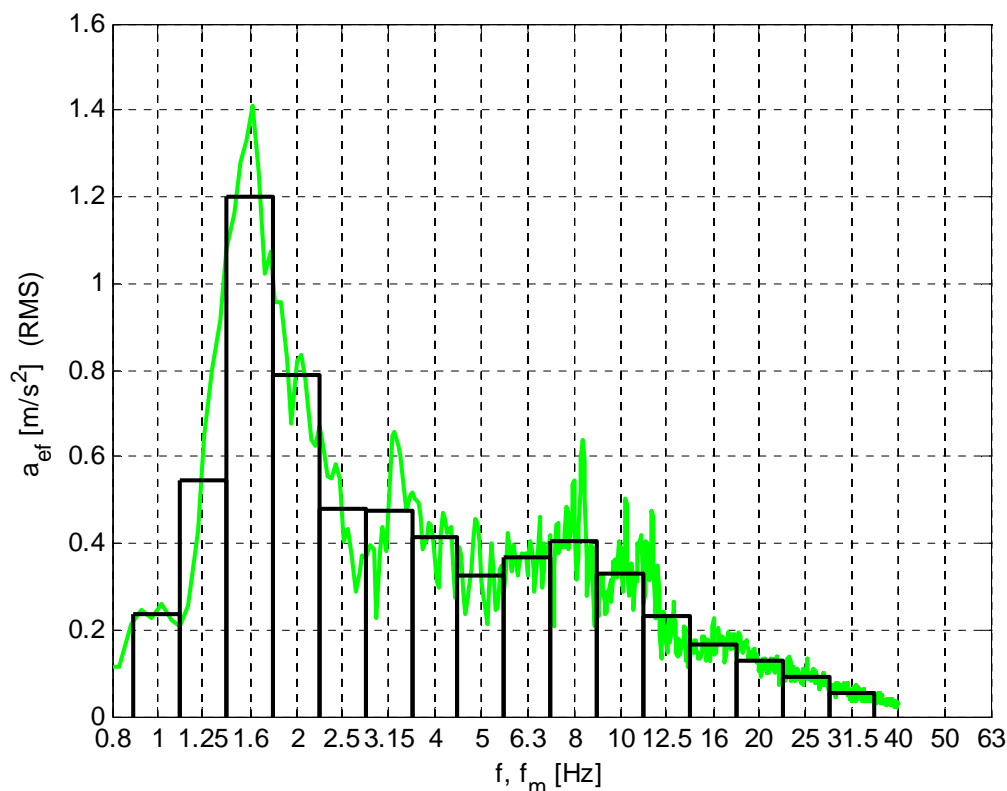
Obr. 8 – Porovnání spektra vibrací dosahovaných na sedadle řidiče ve svislém směru s limity pro dobu expozice, běžná vozovka s asfaltovým povrchem, 60 km/h, prázdné vozidlo



Zdroj: (7)

Obr. 9 – Porovnání spektra vibrací dosahovaných na sedadle řidiče ve svislém směru s limity pro dobu expozice, vozovka PAVĚ, 25 km/h, prázdné vozidlo

Na obr. 10 je vzájemné porovnání úzkopásmového RMS spektra zrychlení vibrací s třetinooktávovým RMS spektrem zrychlení vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením při jízdě po vozovce PAVÉ rychlostí 25 km/h. Výpočet a vykreslení byly realizovány v prostředí MATLAB metodami uvedenými v kapitole 1.



Zdroj: Autor

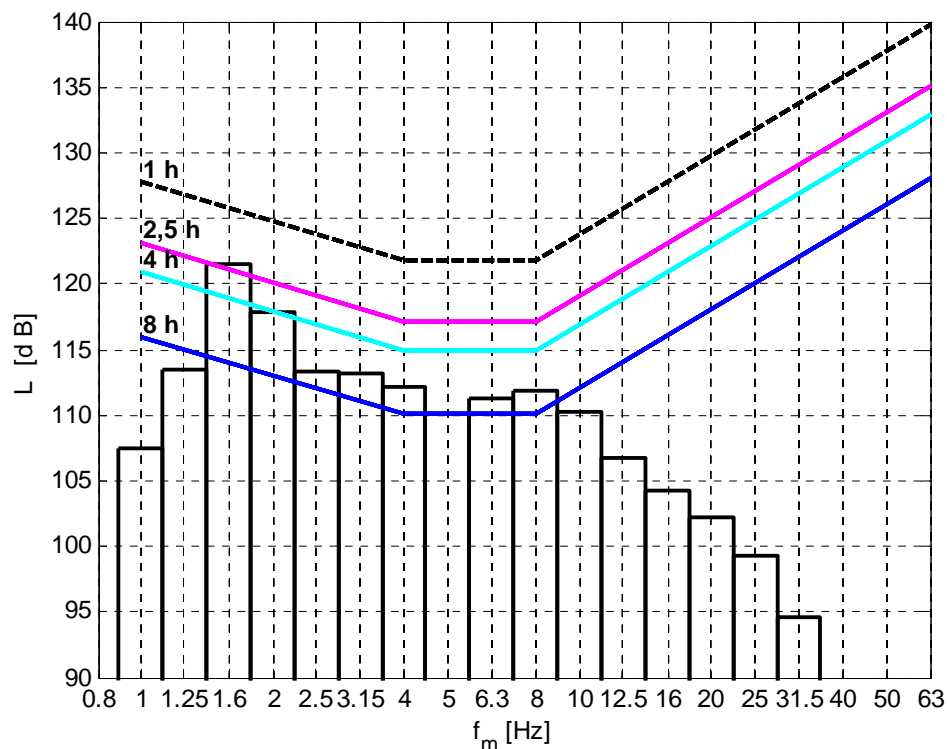
Obr. 10 – Porovnání třetinooktávového a úzkopásmového spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením při jízdě po vozovce PAVÉ

Na obr. 11 až 15 jsou pak uvedena třetinooktávová RMS spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením včetně limitů pro dobu expozice při jízdě po vybraných testovacích vozovkách. V souladu s hygienickým předpisem č. 41, svazek 37/1977 „Nejvyšší přípustné hodnoty hluku a vibrací“ je místo efektivních hodnot zrychlení používána hladina váženého zrychlení vibrací  $L(a)$  v jednotkách dB. Zjištěné maximální doby přípustného provozu při přepokládané *osmihodinové pracovní době* jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 – Maximální doby přípustného provozu pro jednotlivé vozovky

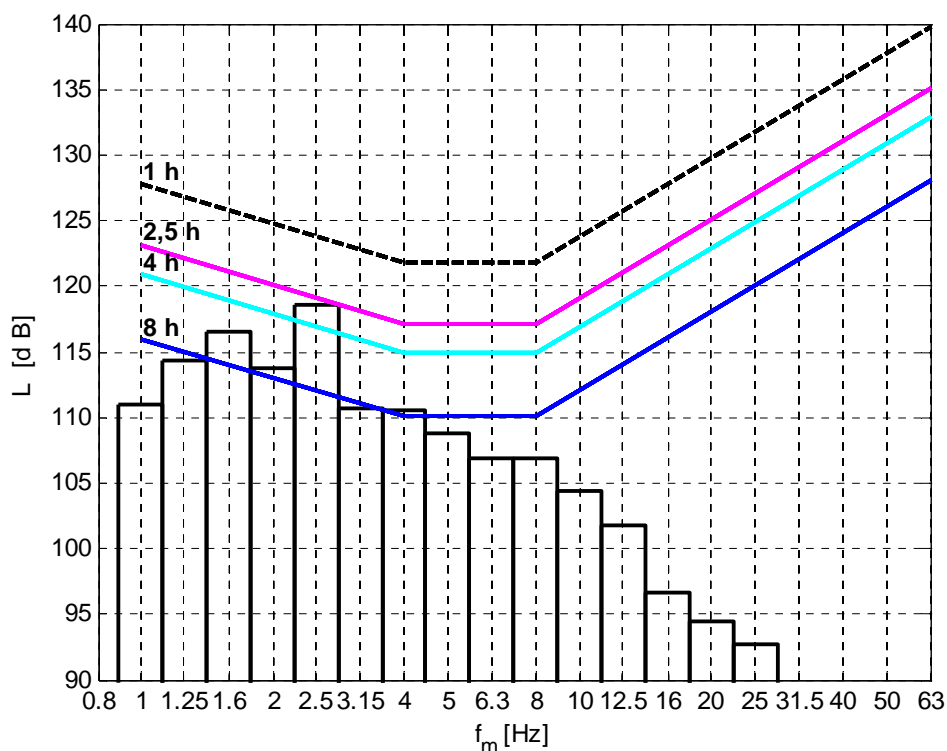
Vozovka	Rychlost	Maximální doba expozice dle doporučených mezí	Aproximovaná maximální doba expozice
PAVÉ	25 km/h	1 hodina	2 hodiny
BELGICKÁ	15 km/h	2,5 hodiny	2,5 hodiny
BULIŽNÍK	45 km/h	8 hodin	8 hodin
PANELY	35 km/h	4 hodiny	5,5 hodiny
Areál Tatry		8 hodin	8 hodin

Zdroj: Autor



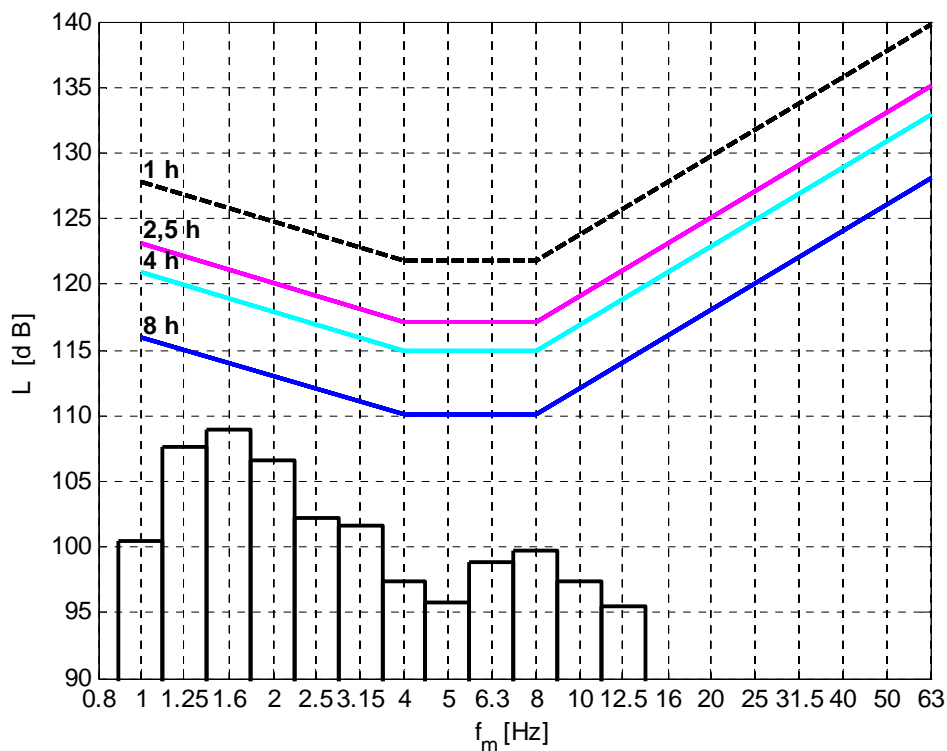
Zdroj: Autor

Obr. 11 – Porovnání třetinooktávového spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením s limity pro dobu expozice při jízdě po vozovce PAVÉ



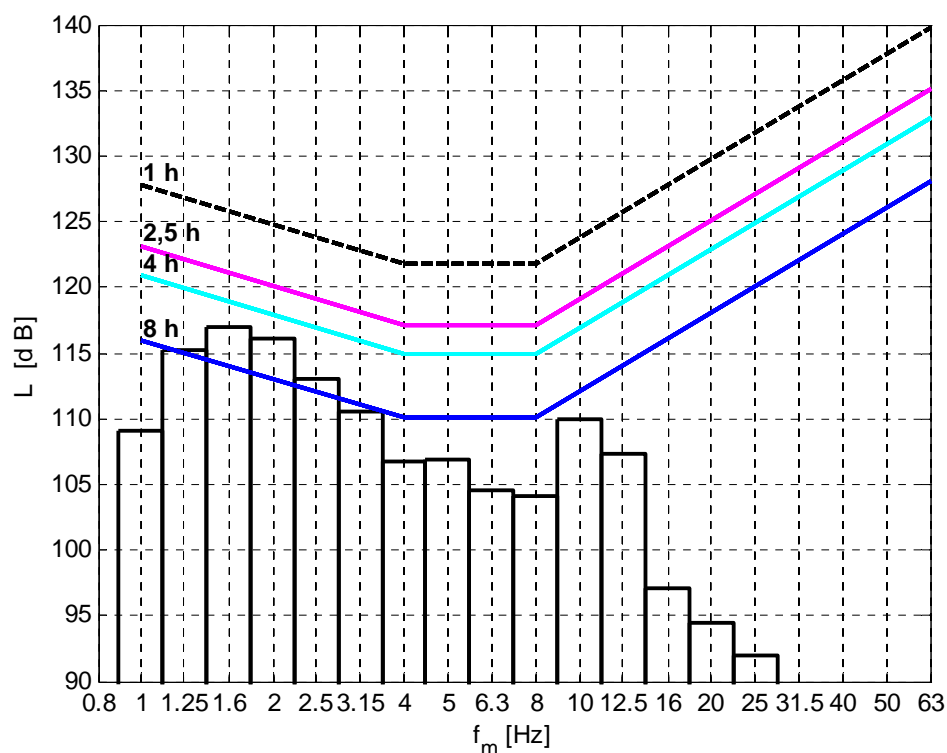
Zdroj: Autor

Obr. 12 – Porovnání třetinooktávového spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením s limity pro dobu expozice při jízdě po vozovce BELGICKÁ



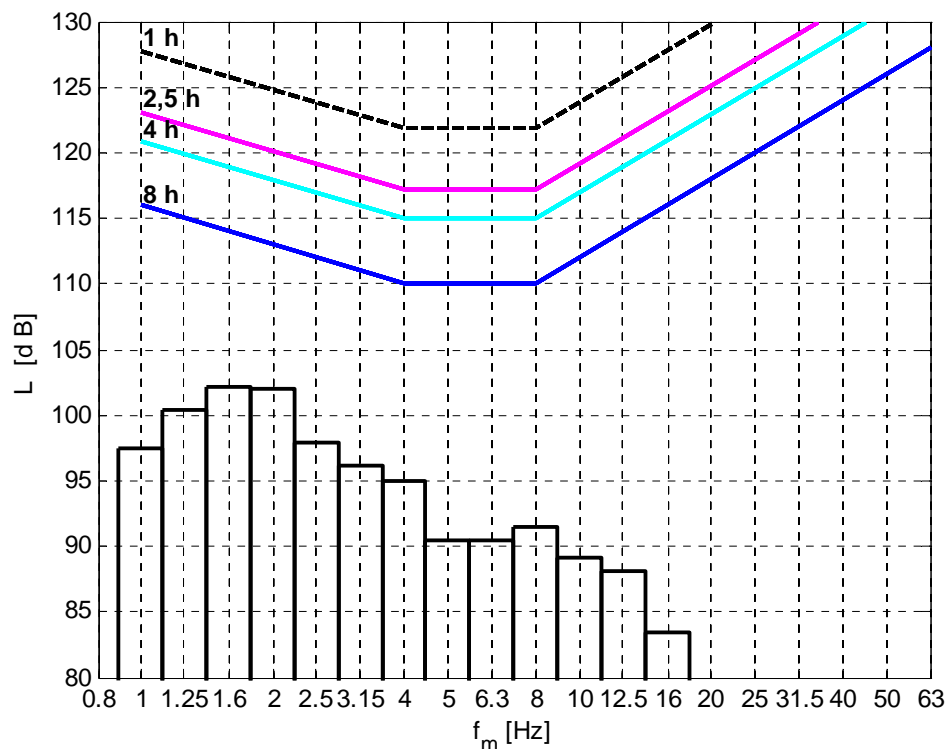
Zdroj: Autor

Obr. 13 – Porovnání třetinooktávového spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením s limity pro dobu expozice při jízdě po vozovce BULIŽNÍK



Zdroj: Autor

Obr. 14 – Porovnání třetinooktávového spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením s limity pro dobu expozice při jízdě po vozovce PANELY



Zdroj: Autor

Obr. 15 – Porovnání třetinooktávového spektra vibrací na funkčním vzoru sedadla KAMAZ s aktivním řízením s limity pro dobu expozice při jízdě po vozovkách v areálu Tatry

## ZÁVĚR

V příspěvku jsou shrnuty metody hodnocení účinku vibrací na řidiče (operátora) sedícího na sedadle nákladního automobilu či stavebního resp. zemědělského stroje. Postup pro hodnocení účinků vibrací, který je uváděn v normách a dalších navazujících předpisech, byl autorem algoritmizován v prostředí Matlab a aplikován na data pořízená při jízdách zkouškách s aktivně řízeným sedadlem řidiče. Ukazuje se, že mimo velmi agresivní vozovky (PAVÉ, BELGICKÁ, částečně i PANELY), vyhovuje analyzované vozidlo TATRA s aktivně řízeným sedadlem nepřetržitému osmihodinovému provozu.

## PODĚKOVÁNÍ

Příspěvek vznikl v rámci řešení grantu č. SGFEI03/2012 Univerzity Pardubice.

## POUŽITÁ LITERATURA

- (1) SMETANA, C. a kol. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-901936-2-5.
- (2) ČSN ISO 2631-1. *Vibrace a rázy – hodnocení expozice člověka celkovým vibracím. Část 1: všeobecné požadavky*. [Česká technická norma.] Praha: Český normalizační institut, 1999.
- (3) SAE. *Recommended Practice Measurement of Whole-body Vibration of the Seated Operator of Off-highway Work Machines*. SAE Handbook, č. J1013, 1980.

- (4) ONA 30 0735. *Měření přenosu automobilovými sedačkami*. [Oborová norma.]
- (5) TŮMA, J. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901936-1-7.
- (6) OPPEMHEIM, A. V., SHAFER, R. W. *Discrete-Time Signal Processing*. New Jersey (USA): Prentice Hall, 1989.
- (7) KUBĚNA, R. Přenos vibrací automobilovými sedačkami. In *Sborník XXIII. národního semináře s mezinárodní účastí ASŘ '99 „Instruments and Control“*. Ostrava: VŠB-TU, 1999. ISBN 80-7078-666-3.
- (8) DAVIES, B. *Noise analysis: Octave Bands and Frequency Spectra*. Salford (UK): University of Salford, 2007.
- (9) APETAUR, M.; BUCHTA, J.; JANEČEK, B.; KUPKA, L.; ŠKLÍBA, J. Actively Controlled Air-suspended Driver's Seat – From Laboratory to Tatra Proving Ground. *Perner's Contacts*, 2010, Volume 5, No. IV, p. 7–19. ISSN: 1801-674X.
- (10) KUPKA, L. *Active Vibration Isolation System of Driver Seat*. [Dissertation thesis.] Liberec, 2008. Technical University of Liberec. Faculty of Mechatronics, Informatics and Interdisciplinary Studies.