UNIVERZITA KARLOVA V PRAZE
FAKULTA TĚLESNÉ VÝCHOVY A SPORTU

Identifikátory hypokinetické zátěže při řízení automobilu

Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce:

Doc. PaedDr. Karel Jelen, CSc.

Vypracovala:

Bc. Terezie Tluchořová

Praha, duben 2013

Prohlašuji, že jsem závěrečnou diplomovou práci zpracovala samostatně a že jsem uvedla všechny použité informační zdroje a literaturu. Tato práce ani její podstatná část nebyla předložena k získání jiného nebo stejného akademického titulu.

V Praze, dne

……

podpis diplomanta

Evidenční list

Souhlasím se zapůjčením své diplomové práce ke studijním účelům. Uživatel svým podpisem stvrzuje, že tuto diplomovou práci použil ke studiu a prohlašuje, že ji uvede mezi použitými prameny.

Jméno a příjmení:	Fakulta / katedra:	Datum vypůjčení:	Podpis:

Poděkování

Poděkovaní patří vedoucímu diplomové práce Doc. PaedDr. Karlu Jelenovi Csc. a Ing. Petru Kubovému. Za cenné rady a připomínky během psaní diplomové práce bych chtěla poděkovat především Mgr. Josefu Zemanovi, Ph.D., který mi byl nápomocen jako externí konzultant. Za podporu a trpělivost při studijních a aktivitách se studii spojenými děkuji rovněž své rodině.

Abstrakt

Název: Identifikátory hypokinetické zátěže při řízení automobilu

Cíle: Vývoj a odzkoušení metody pro určení změn mechanických parametrů axiálního systému profesionálních dálkových řidičů. Navrhnout a odzkoušet postup klinického a fyzikálního vyšetření, citlivého ke změnám, ke kterým dochází vlivem vibračního i statického zatížení při řízení kamionu.

Metody: Metoda TVS, rozbor páteřní morfologie, měření vibrační expozice

Výsledky: Metoda TVS, která byla v práci použita, se ukázala jako adekvátní k poskytnutí informací o resonanční frekvenci a celkovém útlumu páteře s dostatečnou přesností tak, aby jejich ovlivnění jízdou bylo jednoznačně identifikovatelné. Použitá akcelerometrická měření kmitů vibračně budících páteř se rovněž ukázala jako použitelná a poskytující objektivní parametry.

Klíčová slova: metoda TVS, vibrace, hypokineze, zrychlení, řízení automobilu, LBP

Abstract

Title: Hypokinetic load Identificators by driving vehicle

Objectives: Development and testing of methods for determining changes in the mechanical parameters of the axial system of professional long-distance drivers. Design and testing procedure for clinical and physical examination sensitive to changes, that occur due to vibration and static load when driving the truck.

Methods: TVS method, morphology of the spine, measurement of vibration exposure

Results: TVS method that was used in the thesis has proved to provide information on the resonant frequency of the resonant frequency and the total attenuation of the spine with sufficient precision to ride their influence was clearly identifiable. Used accelerometer measurement of oscillations vibrational excitation spine has also proved applicable and provides objective parameters.

Keywords: TVS method, vibration, hypokinesia, acceleration, driving, LBP

Seznam použitých zkratek

ADL	activity of daily living
ALS	Active Lumbar System
FFT	rychlá Fourierova transformace
ISO	International Organization for Standardization
JNIOSH	National Institute of Occupational Safety & Health, Japan
LBP	low back pain
MTVV	maximální přechodná hodnota zrychlení
NMQ	The Nordic Musculoskeletal Questionnaire
NVH	Noise, Vibration, Harshness (hluk, vibrace, chvění)
OSVČ	osoba samostatně výdělečně činná
r.m.s.	root mean square
TVS	Transver Vibrafon trough the Spine
VDV	hodnota dávky vibrací
VIBRISK	Risk of Occupational Vibration Injuries

Obsah

1. ÚVOD 10
2. TEORETICKÁ VÝCHODISKA 12
2.1. Rešerše tématu 12
2.1.1. Japonsko 12
2.1.2. Indie 17
2.1.3. Izrael 20
2.1.4. Brazilie 25
2.1.5. Austrálie 28
2.1.6. Velká Británie 36
2.1.7. Malajsie 39
2.1.8. Čína 41
2.1.9. USA 42
2.1.10. Itálie 50
2.1.11. Belgie 55
2.1.12. Francie 56
2.1.13. Švédsko 56
2.2. Teoretický rozbor metody 62
2.2.1. Stojaté vlnění 62
2.2.2. Kmitání způsobené silou pružnosti 63
2.2.3. Flažolety 64
2.2.4. Tlumené kmity 65
2.2.5. Zázněje 66
2.2.6. Mechanické vlastnosti páteře 68
3. CÍLE A ÚKOLY PRÁCE, HYPOTÉZY 69
4. METODIKA PRÁCE 70
4.1. Metoda TVS 70
4.2. Rozbor páteřní morfologie 73
4.3. Měření vibrační expozice řidiče 74
5. Výsledky 76
5.1. Výsledky měření metodou TVS 77
5.2. Výsledky morfologické analýzy zkoumaného subjektu 82

5.3. Výsledky měřené vibrační expozice řidiče 84
6. Diskuze 87
7. Závěr 89
8. Seznam literatury 90
9. Přílohy 95

1. ÚVOD

Muskuloskeletální poruchy související s prací, zejména bolesti dolní části zad, způsobují značné ekonomické ztráty jednotlivcům i společnosti. Miliony pracovníků po celém světě jsou vystaveni mechanickým vibracím přenášeným na celé tělo prostřednictvím sedadel vozidel, jsou to např. řidiči kamionů, vysokozdvižných vozíků, traktorů, jeřábů a piloti vrtulníků.

Vystavování se těmto rizikovým faktorům několik let může vést k řadě zdravotních poruch postihujících celé tělo včetně trvalého poškození vnitřních orgánů, svalů, kloubů a kostí. Dlouhé sezení, zatímco je páteř vystavena vibracím, způsobuje vydifundování živin potřebných pro růst a reparaci. To způsobuje nenávratné škody na buněčné úrovni, opotřebení a snížené hojení disků a obratlů páteře. Rovněž se může vyskytnout svalová únava, ke které dochází tím, jak se svaly snaží reagovat na vibrační energii k udržení rovnováhy a ochraně a podpoření páteře. Jsou ale často příliš pomalé a tudíž svalový a nervový systém nemůže reagovat dostatečně rychle na otřesy a zatížení působící v těle. Další zdravotní účinky, které byly spojeny s celotělovými vibracemi a zejména s řízením, jsou hemoroidy, vysoký krevní tlak, poruchy ledvin, impotence a jiné nepříznivé účinky na reprodukci mužů a žen.

Příznaky celotělových vibrací nejsou snadno rozpoznatelné a jsou často mylně považovány za jiné nesouvisející potíže a onemocnění. K dispozici je nedostatek dostatečných důkazů ke stanovení jednoznačné závislosti mezi vibracemi působícími na celé tělo a zraněním nebo zdravotním poškozením. Vibrace je komplexní nebezpečí, které nemá kontrolní opatření, které by vyřešilo všechny problémy.

Bolest zad projevující se jako nespecifická bolest v bederní páteři nebo diagnostikovatelné poškození obratlů či obratlových plotének byla široce přijímána jako důsledek expozice vibracím, ačkoliv jejich relativní význam jako příčina bolestí zad zůstává nejasný. Mohlo by to být důsledkem mnoha faktorů, například špatným držením těla, délkou řízení nebo jinými souvisejícími faktory.

Z těchto výše uvedených ekonomicko-sociologických důvodů provázaných se společenským systémem by bylo vhodné najít takovou metodu, která by umožňovala identifikovat jak vibrační zatížení řidiče během jízdy, tak rovněž i změny, které v jeho posturálním systému nastávají vlivem tohoto zatížení.

Jednou z oblastí objektivních identifikátorů je oblast frekvenční analýzy vibračního zatížení páteřního systému člověka, resp. axiálního systému. Tato oblast a její interpretace je zpracována v předkládané práci.

2. TEORETICKÁ VÝCHODISKA

2.1. Rešerše tématu

Důsledky hypokinetické zátěže a přenosu vibrací na lidské tělo při řízení automobilu je celosvětově řešený problém. Na toto téma jsou publikovány studie z Indie, Japonska, Brazílie, Spojených států, Kanady, Mexika, Malajsie, Číny, Izraele, Velké Británie, Německa, Nizozemí, Švédska i Finska. Autoři pojali problém z různých úhlů pohledu a použili různé metody k výzkumu. Jednotlivé studie jsou rozděleny dle zemí původu vzhledem k rozmanitým způsobům řešení této problematiky.

2.1.1. Japonsko

Výzkumníci z japonského JNIOSH (National Institute of Occupational Safety & Health, Japan) [1] vytvořili systém kombinující zvuk a vizuální informace získané pomocí Brüel & Kjaer NVH simulátoru s vibračním signálem generovaným vibrátorem se šesti stupni volnosti. Tento nový multi-modální simulátor přehrává zvuk, vizuální efekty a vibrace současně. Podněty mohou být seřazeny v libovolném pořadí. Tento systém se používá k provedení subjektivního hodnocení se všemi druhy psychologických experimentů. Dále se používá k provádění, vyhodnocování a korelaci měření pro nepohodlí v důsledku chvění sedadla v automobilovém průmyslu.

K reprodukci libovolných vibrací se používá jedno- nebo vícestupňový vibrátor. V JNIOSH byl k prověření účinky celotělových vibrací použit vibrační systém se šesti stupni volnosti. Tento systém tvoří 7 vibrátorů k vytvoření šesti stupňů volnosti (X, Y, Z, rolování, sklon, stáčení). Přesné vyhodnocení vztahu mezi vibracemi a odezvou předmětu vyžaduje co nejpřesnější vibrační výstup. To vyžaduje kombinaci vibrací a zvukové a vizuální podněty a proto byl vytvořen multimodální simulátor.

Obrázek 1 NVH simulátor vyrobený výzkumníky v japonském JINOSH [1]

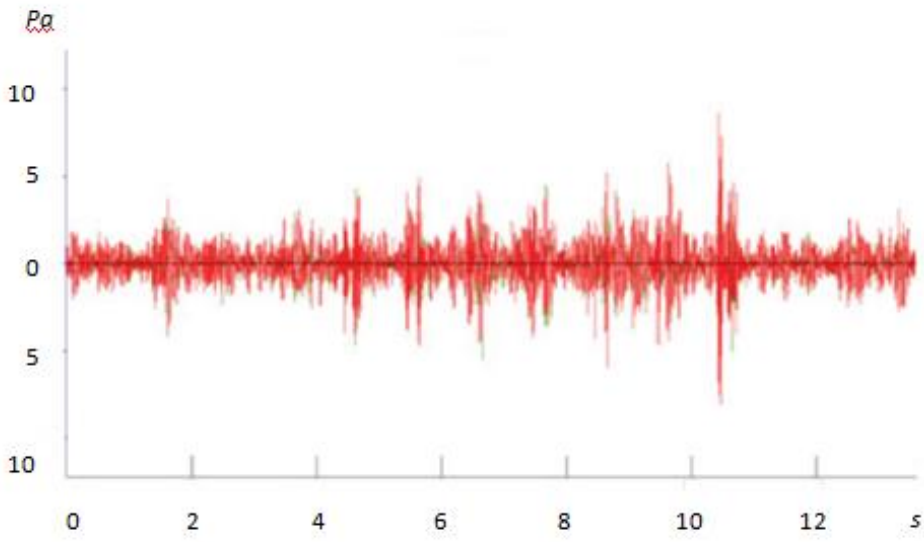
NVH (hluk, vibrace, chvění) simulátor byl upraven tak, aby splňoval zvláštní požadavky. Díky jeho nejrůznějším virtuálním řidičským scénářům na silnicích včetně různých povrchů a hrbolů byl začleněn do vibračního systému umožňujícího multi-modální experiment celotělových vibrací. Simulátor NVH přidává další kontext a interaktivitu, ale jízda je pasivní – nejsou zde žádné pedály, ani volant. Rychlost jízdy je fixní, ale může být nastavena operačním pracovníkem.

Multimodální systém vyžaduje 3 druhy podnětů:

- *vibrace* – zrychlené signály měřené na sedadle řidiče ve 3 směrech
- *zvuk* – akustické tlakové signály naměřené na obou uších řidiče s binaurálním nahrávacím mikrofonem
- *vizuální* – počítačová grafika vytvořená poloautomaticky z údajů výkonnosti vozidla – rychlosti a otáček motoru

Přidání stromů nebo kopců je uživatelsky definovatelné. Řada podnětů byla připravena z měření provedených na osobních automobilech, kde auta jela na silnicích s různými druhy nerovností při konstantních otáčkách.

Obrázek 2 Simulace jízdy na NVH simulátoru [1]



Obrázek 3 Graf zvukové vlny naměřené na uších řidiče s binaurálním nahrávacím mikrofonem [1]

Bovenzi [7] provedl v Japonsku další studii, jejíž cílem bylo změřit vibrace autosedadla u 12 taxíků v provozu za aktuálních pracovních podmínek. Výsledky byly hodnoceny dle zdravotních norem ISO 2631-1:1997. Byl zkoumán vztah mezi celkovou ujetou vzdáleností a celotělovými vibracemi. Většina vážných r.m.s. zrychlení taxíků spadá do „potenciálně rizikové“ zóny podle normy ISO 2631-1:1997 [2].

Frekvenčně vážené r.m.s. zrychlení taxíku mělo tendenci k poklesu v závislosti na zvyšování se celkové ujeté vzdálenosti. Vztah mezi celkovou vzdáleností a celotělovými vibracemi by měl být vyšetřen u měření na podlaze a na opěrce zad připojenou za sedadlem. Autoři uvádí, že LBP významně souvisí s vhodným sedadlem pro řidiče, úrovní nepříjemných silničních vibrací, pracovním stresem a délkou zaměstnání jako řidič taxíku. Rovněž také uvádí jako důležitý fakt to, že se prevalence LBP zvyšovala úměrně s celkovou ujetou vzdáleností.

V Japonsku je cca 4x více řidičů taxíků (cca 400 000) než řidičů autobusu (cca 100 000). Pracovní doba taxikářů v Japonsku je velmi dlouhá, řidiči pracují 18 hodin každý druhý den. Primárně se používají jako 2 různé typy taxíků: Nissan crew a Toyota komfort. Byl proveden posudek pracovních podmínek a celotělových vibrací za aktuálních pracovních podmínek u 12 taxíků Nissan Crew (objem 2000 cc) a 12 řidičů (průměrný věk 53,8, průměrná váha 64,9 kg, rozmezí 49-83 kg) od stejné společnosti. Jelikož prevalence LBP rostla úměrně s celkovým překročením počtu 150 000 km, byla vybrána 2 auta pro celkovou vzdálenost 100 000 km, pro 100 000 – 150 000 a pro 150 000 – 200 000 km, aby se prozkoumal vztah mezi celkovým počtem ujetých kilometrů a celotělovými vibracemi.

Celotělové vibrace byly měřeny přes 4 hodiny na trase okolo Fukuoka City v Japonsku za normálních podmínek. Silnice v této oblasti jsou dlážděné bez velkých nerovností, tudíž autoři odhadovali, že silniční podmínky pro taxíky byly podobné. Vibrace nelze zcela měřit během celé doby řízení, ale autoři odhadli, že výsledné hodnoty jsou reprezentativní pro skutečné celotělové vibrace, kterým jsou taxikáři vystaveni za různých podmínek, jako je zrychlení, zpomalení, zastavení. Skupina řidičů pracovala 18 hodin (7:30 – 1:30) každé dva dny (18 hodin práce, 30 hodin odpočinku). Z tohoto důvodu bylo měření prováděno od počátku práce až do limitu uvedené kapacity elektrických baterií. Celotělové vibrace byly měřeny na styčné ploše řidičova sedadla pomocí tříosého sedadlového polštářového akcelerometru RION PV-62. Tři osy zaznamenaných signálů byly zesíleny, převedeny na napětí a filtrovány (1Hz<) pomocí tříosého zesilovače náboje RION VX-10 a získaných 1000 vzorků za sekundu 16 bitovým rozlišením digitalizací v TEAC co,Ltd. DRC2 PC Card rekordéru. Z jedné třetiny oktávového pásma frekvenčního spektra (1-80 Hz) signálu zaznamenaného ve směru od zad k hrudníku (osa x), směr zprava do leva (osa y) a vertikální směr (osa z), frekvenčně vážená odmocnina průměrné hodnoty druhé odmocniny (r.m.s.) zrychlení

(a_{wx}, a_{wy}, a_{wz}) byly získány pomocí vážených faktorů navržených ISO 2631-1. Celková doba řízení byla definována jako celková doba vystavení celotělovým vibracím.

Výsledky: Průměrná doba řízení byla 12:46 (v rozmezí 9:54 – 16:31). Průměrné vážené zrychlení osy z bylo 0,31 m/s^2 (rozmezí 0,26 – 0,34 m/s^2). Tyto vibrační velikosti byly menší než jak uvedli Paddan s Griffinenm [4] v jejich studii expozice pracovním celotělovým vibracím. Jejich průzkum ukázal, že průměrné zrychlení (vertikální) u 25 vozidel ve Velké Británii bylo 0,43 m/s^2 (rozmezí 0,26 – 0,75 m/s^2). Rozdíly v hodnotách celotělových vibrací mohou být způsobeny typem vozidla při měření více typů (včetně vozidel a vozidel offroadů s pohonem na všechny 4 kola).

Frekvenční analýza celotělových vibrací ukazuje akcelerační peaky v 1-6 Hz a 10 Hz. Biodynamické experimenty ukazují, že bederní oblast páteře resonuje v rozsahu frekvencí 4 -5 Hz u sedící osoby vystavené vertikálním vibracím. [5, 6]. Podle resonanční velikosti probíhají relativní posuny mezi bederními obratli. Proto je pravděpodobné, že bederní oblast taxikářů byla přetížena mechanickými vibracemi během aktuálních jízdních podmínek**.**

Zdravotní rizika a komfort během expozice celotělovým vibracím v taxíku

Podle Evropské Komise pro Standardizaci je osa považována za dominantní, když její vážená r.m.s. hodnota v ostatních dvou osách vynásobená 1,4 v případě, že osy x a y jsou menší než 66% toho v dominantní ose. Tato studie zjistila, že není dominantní osa mezi x-, y-, z- vektorových komponent frekvencí váženého r.m.s. zrychlení. Z tohoto důvodu se součet vektorů frekvenčně vážených r.m.s. zrychlení, *Zdraví*, spočítalo k vyhodnocení zdravotního rizika expozice celotělovým vibracím podle následující formule z normy ISO 2631-1:1997: ***Zdraví*** = $[(1.4a_{wx})^2+(1.4a_{wy})^2+a_{wz}^2]^{½}$

Vektorový součet frekvenčně váženého r.m.s. zrychlení, *Komfort*, byl spočítán dle následujícího vzorce podle normy ISO 2631-1:1997: ***Komfort*** = $(a_{wx}^2+a_{wy}^2+a_{wz}^2)^{½}$

Hodnoty *Zdraví* 10-12 taxikářů (83%) spadají do „potenciální rizikové“ zóny. S výjimkou 2 řidičů a 2 řidičů, kteří řídili kratší dobu, všichni hodnotou *Zdraví* pro řidiče spadali do „potenciálně zdraví rizikové zóny“.

Protože průměrná hodnota *Zdraví* 12 taxikářů byla 0,44 m/s^2, denní povolená doba expozice celotělovým vibracím byla 10:04 hod., ale průměrná celková doba jízdy 12 taxikářů byla 12 hodin. Proto za současných podmínek velikosti vibrací by taxikáři

neměli připustit 12 hodinové řízení v každé směně. Bylo jasné, že jsou taxikáři vystaveni vážnému stupni celotělových vibrací, ale risk LBP mohl být snížen jejich odpočinkovými dny.

Průměrná hodnota *Komfortu* byla 0,38 m/s^2 (rozmezí 0,32 – 0,44 m/s^2, ekvivalent k „dost nepříjemné“ v dodatku C ISO 2631-1:1997, podávající údaj o pravděpodobné reakci ve veřejné dopravě.

Velikost vibrací a celková vzdálenost

Protože bylo v předchozí studii zjištěno, že prevalence LBP u taxikářů rostla s celkovou ujetou vzdáleností, autoři odhadovali, že hodnoty *Zdraví* by se také mohly zvyšovat s celkovou ujetou vzdáleností, ale výsledky ukázaly, že zdravotní hodnoty mají tendenci k poklesu se zvyšující se ujetou vzdáleností. Je možné, že frekvenčně vážené r.m.s. zrychlení na sedadle může mít klesající tendenci se zvyšující se ujetou vzdáleností. Autoři uvádí, že je nutné dále zkoumat vztah mezi celkovým počtem ujetých kilometrů a celotělovými vibracemi měřenými na podlaze a opěradle, kromě sedáku.

2.1.2. Indie

V severní Indii zkoumal Kumar a kolektiv [8] i působení celotělových vibrací na bederní páteř na farmářích, kteří jezdí traktorem. Byly vytvořeny dvě skupiny, první byla složena z padesáti farmářů, kteří pravidelně řídí traktor (jsou pravidelně vystaveni vibracím přenášeným na lidské tělo). Druhou kontrolní skupinu tvořilo taktéž 50 farmářů, kteří ale traktor neřídí. Byli rozděleni podle věku, pohlaví, hospodářství a každodenní práce. Oběma skupinám byla provedena magnetická rezonance s cílem posoudit, jaký vliv má působení těchto vibrací na degenerativní změny v zádech. Na traktorech byla změřena velikost vibrací, které vysílají. Výsledky studie ukázaly, že bolest zad byla běžnější u řidičů traktoru (40%) než u farmářů, kteří traktorem nejezdí (18%). Antropologické měření ukázalo, že obvod břicha i hmotnost byla vyšší u řidičů, ale výška a rozpětí paží bylo podobné, z čehož dle studie vyplývá, že řidiči jsou tlustší. Klinické vyšetření neprokázalo, že by jedna ze skupin měla více zdegenerované disky než ta druhá.

Zdrojem informací indické studie [9] tamější fakulty strojního inženýrství byly informace z konference [10] *Symposium on International Automotive Technology,* kde

bylo uvedeno, že při krátkém působení vibrací dochází k efektům jako zvýšený srdeční tep nebo svalová tenze. Při dlouhodobém působení mají negativní vliv na páteř, žíly zažívacího systému a na ženské pohlavní orgány. Na konferenci byly prezentovány následující vlivy vibrací motorového vozidla na lidské tělo:

- *Mechanická poškození* - při setrvačných silách dostatečných velikostí můžeme zaznamenat poškození a v případě dlouhodobého vlivu až chronické zranění. K těmto zraněním dochází následkem častého „natřásání“ vozidla, například v oblasti páteře. Častá expozice těmto vibracím může rovněž způsobit ledvinová zranění, jejichž příznakem může být krev v moči.
- *Fyziologické reakce* - vibrace frekvencí v rozmezí 4 – 10 Hz způsobují bolest v hrudní oblasti, bolest zad se někdy objevuje následkem vibrací v rozmezí 8-12 Hz. Bolest hlavy, zvýšený oční tlak, podráždění střevního systému a močového měchýře jsou nejčastěji spojeny s vibracemi od 10 – 20 Hz.
- *Subjektivní lidské reakce* - subjektivní reakci člověka na vibrace lze nazvat komfortem člověka. Komfort a diskomfort má každý člověk nastaven individuálně. Obecně jsou lidé nejcitlivější na svislé vibrace mezi 5 -16 Hz, u vodorovných vibrací pak na 1 – 2 Hz. Ženy jsou obvykle citlivější než muži na vibrace nad 10 Hz. Frekvence 2 Hz nejvíce působí na oblast břicha, 4 a 8 Hz pak výše na těle, 16 Hz má největší vliv na oblast hlavy. U frekvencí 32 Hz je pak vliv rozdělen mezi vnímání hlavy a oblast spodního břicha.
- *Vliv na smysly a životní procesy člověka*:
    - Zrak – zrak nejvíce ovlivňují vibrační frekvence v rozmezí 10 – 25 Hz. Oční diskomfort je pravděpodobně způsoben pohybem obrazu po sítnici, což způsobuje rozmazanost pozorovaných objektů při frekvenci pod 3 Hz.
    - Pohyb – přesnost pohybu je taktéž ovlivněna vibracemi. Škodlivé vlivy se nejvíce objevují díky svislým sinusovým vibracím od 4 – 20 Hz při mimořádném zrychlení 0, 2 m^{-2}. Takové podmínky mohou vést ke zhoršení přesnosti pohybu až o 40%.

V samotné studii bylo využito několik typů automobilů – Maruti 800, Fiat – Uno, Indica, Maruti zen. Každý automobil byl testován na třech typech zrnitosti vozovky, na třech úrovních rychlosti 40, 60 a 80 km/hod. Byl použit FFT (rychlá Fourierova transformace) analyzér, kovový disk a akcelerometr.

Výsledky studie: Bylo prokázáno, že s rostoucí hrubostí povrchu roste míra vibrací. Zároveň se úrovně liší dle typu, resp. kvality vozidla. Dále byl zkoumán vliv rychlosti na míru vibrací, přičemž bylo zjištěno, že míra vibrací stoupá do rychlosti 60 km/hod. V 80 km/hod. byly naopak naměřeny vibrace nižší intenzity. Byl také zkoumán vliv míry vibrací na lidské tělo, kde bylo zjištěno, že dle komfortní oblasti stanovené v ISO 2631 a tabulky č. 1 a 2 je kritickým rozmezím 4 – 8Hz. Pro tyto frekvence probíhalo testování. Hodnoty zrychlení dosahovaly až do druhé oblasti „trochu diskomfortní“ dle tabulky 6.

< 0,315 m/s^2	**Ucházející**
0,315 m/s^2 - 0,63 m/s^2	**Trochu diskomfortní**
0,5 do 1 m/s^2	**Docela diskomfortní**
0,8 – 1,6 m/s^2	**Diskomfortní**
1,25 – 2,5 m/s^2	**Velmi diskomfortní**
> 2 m/s^2	**Obrovsky diskomfortní**

Tabulka 1 Oblast komfortu člověka

Hlavní závěry této studie týkající se vlivu vibrací na člověka:

- na středně hrubém až hrubém povrchu vozovky se člověk cítí komfortně po dobu 30 – 35 min.
- na jemném povrchu vozovky až do doby 90 – 120 min.

Indičtí výzkumníci [11] se zabývali vlivem vibrační expozice na sílu stisku u 32 řidičů kamionu a 22 *neřidičů* v rozmezí 30 – 60 let. Rovněž byl také zkoumán krevní tlak, tepová frekvence a další fyzické parametry. Probandi byli náhodně vybráni ze zaměstnanců Severní Bengálské státní dopravní korporace a civilního letectva.

Řidiči kamionu plní své povinnosti 8 hodin za den při průměrné rychlosti 60 – 70 km/hod. *Neřidiči* byli zařazeni do administrativní činnosti. Jediným významným rozdílem mezi řidiči kamionů a *neřidiči* byla jejich tělesná hmotnost ($p<0,05$). Ke zjištění hodnoty stisku byl použit dynamometr na každé ruce. Byla určena maximální volní síla pro udržení kontrakce na pravé i levé ruce. Každý subjekt provedl na začátku každého experimentu několik volních kontrakcí kratších než 3 sekundy, poté provedl 3 maximální volní kontrakce při stisku v intervalech 1 minuty. Maximální volní kontrakce

byly měřeny na nejbližší 0,1 kg. Klidová tepová frekvence a krevní tlak byly měřeny vsedě 30 min. odpočinku. Šířka obou zápěstí byla měřena antropometrem při držení probandovy ruky přímo na rovné ploše.
Síla pravého a levého zápěstí řidičů byla v tomto pořadí 6% a 3% vyšší než u *neřidičů*. Průměrný krevní tlak, srdeční frekvence a šířka zápěstí byly naměřeny přibližně stejné. V této studii došli k závěru, že řízení s expozicí vibracím pravděpodobně nemá žádný vliv na sílu stisku a řízení 8 hod./ den zřejmě nemá vliv na krevní tlak a na srdeční frekvenci.
Byly získány téměř bezvýznamné korelace věku se stiskem pravé a levé ruky. Váha a výška řidičů a *neřidičů* vykazovaly pozitivní korelaci se stiskem obou rukou. Korelační hodnoty hmotnosti se stiskem byly téměř statisticky významné, ale výška neměla vliv na sílu stisku. Doba trvání služby ukazuje negativní korelaci se sílou stisku na obou rukou. Nicméně je třeba provést srovnávací studie stisku, krevního tlaku, SF a dalších fyziologických parametrů u řidičů a *neřidičů*.

2.1.3. Izrael

Cílem studie izraelských výzkumníků [8] bylo zjistit prevalenci LBP mezi izraelskými profesionálními řidiči městských autobusů, zhodnotit asociaci LBP s psychosociálními a ergonomicky rizikovými faktory. Tato průřezová studie byla provedena u řidičů městských autobusů největší veřejné dopravní společnosti v Tel Avivu regionu Metropolitan. Tato společnost zaměstnává cca 15000 řidičů. 384 z nich bylo náhodně vybráno do této studie. Jednalo se o řidiče mužského pohlaví zaměstnané na plný úvazek bez ohledu na jejich zdravotní stav a přítomnost LBP. Vzhledem k tomu, že počet řidiček autobusů byl zanedbatelný, byly vyloučeny ze studie. Rovněž byli také vyloučeni řidiči s traumatickou silniční nebo pracovní nehodou. Pracovníci spolupracovali, jen 12 řidičů odmítlo účastnit se studie z osobních důvodů. Každý řidič se účastnil rozhovoru, ve kterém byl dotázán na svůj věk, váhu, výšku, sportovní a fyzickou aktivitu a zdravotní stav. Během rozhovoru probandi vyplnili dotazník týkající se ergonomických a psychosociálních faktorů.

Toto pracovní zatížení může způsobit svalové napětí, mechanickou zátěž na struktury páteře a únavu, která by mohla vést k traumatickému poranění. Izraelci uvádějí, že nenalezli žádnou studii, která by přímo posoudila vztah mezi

psychosociálními stresujícími faktory (např. obtížné dopravní podmínky a osobní nepřátelství) a LBP u profesionálních řidičů autobusů.

Pilotní kvalitativní studie byla původně provedena k rozvoji dotazníku pro hodnocení práce související s ergonomickými a psychosociálními stresovými faktory u profesionálních řidičů autobusů. Patnáct náhodně vybraných řidičů bylo pozorováno zkušeným ergonomickým profesním výzkumníkem zdravotního stavu během řidičské sezóny. Na základě pozorování, rozhovorů a rozboru literatury byla provedena první varianta dotazníku. Tento dotazník byl použit k provedení pilotních „face-to-face“ rozhovorů k identifikaci možných příčin nesprávné interpretace a předpojatosti tazatele. Pak teprve byla navržena konečná verze dotazníku a přesný protokol z rozhovoru. K minimalizování možné zaujatosti tazatele studovali všichni tazatelé protokol o pohovoru a byli speciálně vyškoleni v technice rozhovoru.

Finální varianta rozhovoru dotazníku se skládá ze dvou částí:

1) *ergonomický dotazník* – hodnotí pohodlí pracovního prostředí – sedadlo, opěradlo zad a volant; odpovědi byly hodnoceny Likertovým typem čtyřbodové stupnice:

   (4 = velmi pohodlné, 3 = dobré, 2 = nepříjemné, 1 = velmi nepříjemné)

2) *psychosociální stresující faktory*, tj. hladina stresu řidiče autobusu v konkrétních situacích, se kterými se setkává každodenně; odpovědi byly hodnoceny Likertovým typem šestibodové stupnice:

   (6 = extrémně stresující, 5 = velmi stresující, 4 = středně stresující, 3 = mírně stresující, 2 = lehce stresující, 1 = nestresující)

   Příklady výroků: „Příliš krátký odpočinek během dne.“ „Dopravní zácpy na autobusové trase.“, „Nedostupnost autobusové zastávky pro nástup a výstup cestujících.“, „Přestávka na oběd je příliš krátká.“, „Nedostupnost WC.“, „Nedostatek času pro výměnu peněz a zakoupení lístků u pokladny.“

   (V Izraeli když se řidič vrátí zpět na centrální autobusové nádraží, tak uloží peníze k pokladní a přijímá novou sadu lístků) a „Nepříjemní cestující.“

Egonomické a psychosociální stresové faktory byly převedeny na dichotomické proměnné. V ergonomických údajích odpovědi „velmi pohodné“ (pořadí 4) nebo „komfortní“ (pořadí 3) byly považovány za pohodlné a odpovědi „nepohodlné“ (2) či „velmi nepohodlné“ (1) byly považovány za nepříjemné. V psychosociálních údajích

odpovědi „extrémně stresující“ (6) a „velmi stresující“ (5) byly považovány jako stresující, zatímco všechny ostatní odpovědi byly považovány za „nestresující“.

Hodnocení LBP

Všichni účastníci studie byli požádáni, aby vyplnili modifikovaný Severský LBP dotazník [13]. Byli dotazováni, zda měli LBP během posledních 12 měsíců (drobné potíže, bolest nebo diskomfort) trvající den nebo déle. Ti co odpověděli „ano“ byli zahrnuti do skupiny *LBP* a byli požádáni, aby uvedli mapu na těle všech bolestivých míst a diskomfortu, které zažili. Všichni ostatní, kteří reagovali negativně, byli zařazeni do *neLBP* skupiny.

Výsledky: Zkoumaná skupina zahrnovala 361 řidičů autobusů. 164 řidičů (45,4%) si stěžovalo na LBP a byli zahrnuti do skupiny *LBP*; dalších 197 řidičů (54,6%) bylo zahrnuto do *neLBP* skupiny. Řidiči ve skupině *LBP* byli podstatně mladší než řidiči v *neLBP* skupině (průměrný věk 45,0 ± 9,5 roků a 47,0 ± 10 let, respektive, P = 0,04). Řidiči v obou skupinách měli v průměru nadváhu (BMI 27,2 ± 3,9 pro *LBP* skupiny, 26,8 ± 3,8 na *ne-LBP* skupiny). Prevalence chronických nemocí byla rozložena rovnoměrně mezi skupiny. Prevalence řidičů, kteří měli pravidelnou pohybovou aktivitu, byla podstatně vyšší u *neLBP* skupiny (67,3%) než *LBP* skupiny (48,5%) ($p<0,01$). Nebyl nalezen žádný rozdíl mezi oběma skupinami ve vztahu prevalence a dobou vykonávání povolání. Výsledky porovnání mezi řidiči s a bez LBP co se týká pohodlí pracovního prostředí a psychosociálních stresových faktorů jsou uvedeny v tabulce č. 2. Řidiči s LBP si častěji stěžovali na nepohodlná sedadla a nepohodlnou zádovou opěrku. Nebyl žádný rozdíl mezi skupinami v hlášení nepohodlného volantu.

Co se týče psychosociálních faktorů, byl uveden významně vyšší počet stížností v LBP skupině na omezenou dobu odpočinku během pracovního dne (1.6, 1.0 – 2.6), stížnosti na dopravní zácpy v trase autobusu (1.8, 1.2 – 2.7), nedostupnost autobusové zastávky pro nástup a výstup cestujících (1.5, 1.0 – 1.5) a nepříjemnost cestujících (1.8, 1.1. – 2.9). Nebyl zjištěn rozdíl mezi stížnostmi nebo jinými psychosociálními stresovými faktory mezi skupinami.

		S LBP (n=164)	Bez LBP (n=197)	P hodnota	OR	95% CI
Pracovní faktory	Nepohodlné sedadlo	34 (20,7%)	18 (9,1%)	<0,01	2,6	1,4 – 5,0
	Nepohodlná bederní opěrka	41 (25,0%)	23 (11,7%)	<0,01	2,5	1,4 – 4,5
	Nepohodlný volant	21 (12.8%)	19 (9.6%)	0.34	1.4	0.7–2.7
Psychosociální stresové faktory	Nedostatečný odpočinek během pracovního dne	64 (39.3%)	55 (28.1%)	**0.02**	**1.6**	**1.0–2.6**
	Dopravní zácpa	98 (60.5%)	90 (45.7%)	**< 0.01**	**1.8**	**1.2–2.7**
	Nedostupnost autobusové zastávky pro nástup a výstup cestujících	86 (52.8%)	82 (41.6%)	**0.03**	**1.5**	**1.0–1.5**
	Příliš krátká obědová pauza	36 (22.1%)	38 (19.4%)	0.52	1.1	0.7–1.9
	Nedostupnost WC	53 (32.5%)	48 (29.4%)	0.08	1.5	0.9–2.4
	Nedostatek času pro výměnu peněz a zakoupení lístků u pokladny	33 (20.2%)	31 (15.8%)	0.27	1.3	0.7–2.3
	Nepříjemní cestující	49 (30.2%)	38 (19.4%)	**0.01**	**1.8**	**1.1–2.9**

Tabulka 2 Vnímání pracovních rizikových faktorů řidičů v předchozím roce (2009)

Hlavní výsledky této studie:

- vysoká (45%) 12 měsíční prevalence LBP u řidičů městských autobusů
- dopravní zácpy během pracovního dne na autobusových trasách, nepříjemnost cestujících, příliš krátká doba na odpočinek během pracovního dne a nedostupnost autobusové zastávky pro nástup a výstup cestujících jsou možné psychosociální stresové faktory spojené s LBP mezi řidiči autobusů
- nepohodlné sedadlo a zádová opěrka jsou spojeny s vyšší prevalencí LBP
- pravidelná sportovní aktivita je spojena s nižší prevalencí LBP.

Výsledek 45% prevalence LBP u izraelských řidičů je srovnatelný s referencí Robba a Mansfielda [14], kteří objevili 60% prevalenci LBP (v období 12 měsíců) mezi profesionálními řidiči kamionu a jinou studií taxikářů v Taipei, kde byla objevena LBP (v období 12 měsíců) 51%. Netterstrøm a Juel [15] hodnotili výskyt LBP mezi 2045 řidiči městských autobusů v Dánsku a objevili 57% prevalenci časté LBP. Magnusson a kolektiv [16] zkoumali skupinu amerických a švédských řidičů autobusů a objevili 60% prevalenci LBP, která vyžadovala v průměru 18 dní pracovní neschopnosti. Ve srovnání skupiny řidičů kamionů s osobami se sedavým zaměstnáním řidiči mají řidiči mnohem častěji bolesti zad než *neřidiči*. Relativně nižší prevalence LBP, která byla objevena

v prezentované studii, může být pravděpodobně přičtena novému typu autobusu, který byl představen před několika lety v Izraeli.

Přesný mechanismus skrytý u prácí související s psychosociálními stresovými faktory a LBP je stále nejistý. Mezi hlavní hypotézy, které zahrnují přímé neurogenní účinky psychologických požadavků svalové napětí a následné biomechanický nápor a stres související s endokrinními účinky na muskuloskeletální funkce. Speciálně pro téma této studie Svenssona a Anderssona [17] předložili, že psychologický stres přispívá ke zvýšení tonu svalstva a následkem toho způsobuje zvýšenou mechanickou zátěž na páteřní struktury. To také způsobuje únavu, která by mohla způsobit náchylnost řidičů k traumatickému poranění.

Ačkoliv sezení za jízdy není ekvivalentem k sedavému zaměstnání, mnoho experimentálních studií se zabývalo souvislosti mezi sezením a LBP. Dřívější studie ukázala, že sezení bez bederní opory a opěradla by mohlo zvýšit tlak na disk a elektromyografickou činnost zádových svalů. Tato zjištění vedla k obecnému přesvědčení, že dlouhodobé sezení je škodlivé pro bederní páteř, dokonce bylo sezení klasifikováno jako rizikový faktor pro LBP. Nicméně předpoklad škodlivého účinku dlouhodobého sezení nebyl plně podpořen epidemiologickými údaji.

Lis a kolektiv [18] v jejich systematické kritice zjistili, že sezení samo o sobě nezvyšuje riziko LBP, ale sezení více než půl pracovního dne v kombinaci s expozicí vibracím přenášeným na celé tělo a/nebo špatné držení těla zvyšují pravděpodobnost LBP a/nebo ischias a to je kombinace z těchto rizikových faktorů, které vedou k největším nárůstu LBP. Navíc epidemiologická průřezová studie Chena a kolektivu [19] prokázala významný vztah mezi sklonem sedadla, použití bederní opěrky a LBP.

LBP a fyzická aktivita ve volném čase – přínos fyzické aktivity na prevenci a léčbu LBP je nejasný. Navzdory nebezpečí činnosti spojené s úrazy někteří odborníci uvádí spojitost mezi fyzickou aktivitou a nižším rizikem možných muskuloskeletálních poruch. Randomizovaná a epidemiologické studie cvičení jako prostředek k posílení zad a / nebo břišních svalů a zlepšení kondice vedli pouze k omezeným důkazům pozitivního vlivu na bederní část zad. Empirické důkazy v zejména dlouhodobých účincích cvičení stále chybí. Toroptsova a kolektiv [20] v jejich průřezové studii s 800 strojírenskými továrními dělníky našli významnou spojitost s nepřítomností sportovní aktivity a LBP.

V této studii zapojení se do volnočasové fyzické aktivity bylo spojeno s nižším rizikem LBP.

Dodnes se velmi málo studií zabývalo psychosociálními stresujícími faktory. Psychosociální a ergonomické stresující faktory nebyly nikdy zkoumány u řidičů městských autobusů. Výsledky této studie ukázaly, že stresové faktory jsou velmi časté u profesionálních řidičů a mohou přispět k muskuloskeletální patologii. Autoři uvádějí nové psychosociální rizikové faktory, které je třeba považovat za rozvoj strategií pro prevenci LBP, zejména u profesionálních řidičů autobusů.

Jedním z méně očekávaných výsledků této studie byl inverzní vztah mezi LBP a stářím řidičů. Nejrozumnější vysvětlení pro tento vztah je tzv. *healthy worker effect* (zdravotní efekt na pracovníka). Je známo, že řidiči autobusů opouštějí své zaměstnání v souvislosti s problémy se zády a nepříznivými pracovními podmínkami.

Hlavní závěr, který lze vyvodit z této studie je, že oba ergonomické a psychosociální stresové faktory, stejně jako nedostatek sportovní aktivity jsou spojeny s LBP u profesionálních řidičů městských autobusů. Tyto vztahy by měly být dále potvrzeny v nadcházející studii.

	S LBP (n=164)	**Bez LBP (n=197)**	**P hodnota**
Individuální a pracovní charakteristiky			
Věk	45.0 ± 9.5	47.0 ± 10.0	**0.04**
Výška	1.75 ± 0.07	1.74 ± 0.07	0.63
Váha	83.8 ± 14.3	82.4 ± 14.3	0.34
BMI (kg/m2)	27.2 ± 3.9	26.8 ± 3.8	0.35
Držení těla	46 (28.8%)	60 (31.1%)	0.35
Doba služby	17.1 ± 10.2	18.9 ± 11.5	0.61
Pravidelná fyzická aktivita	79 (48.5%)	132 (67.3%)	**0.01 >**
Zdravotní obtíže			
Hypertenze	45.0 ± 9.5	21 (10.7%)	0.34
Chronické srdeční nemoci	1.75 ± 0.07	9 (4.6%)	0.45
Diabetes mellitus	83.8 ± 14.3	13 (6.6%)	0.12

Tabulka 3 Popisné statistiky zkoumaného vzorku v předchozím roce (2009)

2.1.4. Brazilie

Brazilští průzkumníci Andrusaitis a Oliveira [21] se rovněž věnovali prevalenci a rizikovým faktorům LBP u řidičů kamionů. Studie se účastnilo celkem 410 řidičů kamionů s více než rokem odborných zkušeností, bez LBP před začátkem výkonu povolání nebo LBP traumatického původu. Řidiči byli vyhodnoceni pomocí dotazníku

pro tuto studii, byli změřeni a zváženi a u každého bylo vypočteno BMI. První 2 měsíce studie byly použity k vývoji a ověření dotazníku s nejvhodnějším a srozumitelným vysvětlením řidičům kamionu. Potom byla aplikována 2. část dotazníku. První část se věnovala osobním údajům (věk, etnická skupina, barva pleti, tělesné a sportovní aktivity a celkový zdravotní stav) a otázky související s povoláním (např. pracovní doba, volný čas, doba vykonávání profese, zda jsou OSVČ nebo zaměstnanci). Druhá část byla zaměřena na faktory spojené s bolestí zad (přítomnost, typ, trvání a frekvence bolesti, charakterizovat aktivity spojené s bolestí zad). Následovala analýza výsledků studie – modulem binární logistické regrese pomocí maximální pravděpodobnosti. 23 z odpovědí (závislé) proměnné je přítomnost/absence LBP a vysvětlující (nezávislé) proměnné jsou počet let praxe, povaha práce (OSVČ nebo zaměstnanec), počet hodin spánku v noci, počet hodin odpracovaných během dne, fyzická nebo sportovní aktivita (ano/ne), etnická skupina, věk, hmotnost, výška, BMI hodnoty.

Proměnné byly vybírány na základě *forward procedure* aby určily, které proměnné mohou být spojeny s přítomností LBP. Jakmile byl upraven finální model, byla zkontrolována jeho vhodnost pomocí úprav testů jako je *chi square test* pro špatné nastavení a křivky stavební reziduální odchylky. Použitým softwarem byl STATA v.6.

Z upraveného konečného modelu bylo možné získat odhady prevalence a poměr šancí pro pevné hodnoty objasňující proměnné.

Výsledky: Ze 410 řidičů kamionů mělo LBP 242 (59%) a 168 (41%) LBP nemělo (obr.). Z 242 (59%) řidičů kamionů s LBP mělo 31,2% občas bolesti, 18% trpělo bolestmi konstantními a 9,8% někdy zažilo bolest v zádech v jejich profesní éře. Z vyšetřených faktorů jediný faktor, který významně koreloval s přítomností LBP, byl počet pracovních hodin (OR = 1,07, IC = 95%, [1,01; 1,13]. Další faktory spojované s rizikem (věk, antropometrické údaje, etnika, doba vykonávání profese, povaha práce, počet hodin spánku v noci, kouření, konzumace alkoholu a fyzická aktivita) přinesly kontroverzní výsledky. Výskyt bolesti zad v běžné populaci se zvyšuje s věkem a začíná klesat po 65 letech věku, ale její výskyt mezi mladšími jedinci není neobvyklý, ačkoliv studie specifické populace neprokázaly žádnou korelaci mezi věkem a LBP.

Existence možného vztahu mezi nadváhou a LBP je opodstatněný, protože hmotnost zvyšuje zatížení páteře a může být zvýšen tlak na meziobratlové ploténky a jiné struktury páteře vyvolující bolest. Stejný vztah může být pozorován s výškou.

Jedinci, kteří vzhledem k jejich výšce pracují v nepříznivých ergonomických podmínkách, mají vyšší pravděpodobnost výskytu LBP. I když se v této studii výška a hmotnost neukázaly žádný vztah k výskytu LBP, hodnoty BMI, vypočteny u řidičů kamionů v této studii, byly nad průměrem 25 kg/m2, což je považováno za nadváhu. 77% z řidičů v této studii neprovozovalo žádnou fyzickou aktivitu. Co se týče kouření, i když se v literatuře potvrzuje jeho spojení s LBP, mechanismus příčiny není plně objasněn. Kouření vede k poklesu perfúze a podvýživě paravertebrálních tkání a meziobratlových disků, což může vést ke snížení odolnosti vůči napětí páteře a špatnému léčení poškození. Nikotin může rovněž ovlivnit centrální nervový systém změnou vnímání bolesti, což by vysvětlovalo muskuloskeletální bolesti v ostatních regionech těla.

Další faktory, které je třeba uvést, jsou doba vykonávání povolání a povaha práce. Dalo by se předpokládat, že starší řidiči kamionů a OSVČ řidiči kamionu budou vykazovat vyšší výskyt LBP v důsledku pracovního napětí v průběhu let; OSVČ nemají výhody, které mají zaměstnanci jako např. dny volna, více určitých pracovních směn, lékařskou péči. Výsledky však nepotvrdily tuto hypotézu. Doba práce v oboru nesouvisela s výskytem bolestí zad a distribuce LBP byla podobná u OSVČ jako u zaměstnaných řidičů kamionů. Tyto výsledky mohou být ovlivněny několika možnými faktory. Například, že starší řidiči kamionů, u kterých se objevily LBP, mohli změnit povolání kvůli bolesti. A u těch, kteří v profesi zůstali, nikdy nezažili LBP nebo ho se u nich objevily, ale řidiči včas zavedli opatření, aby zabránili nové epizodě. Možná také mají starší řidiči více možností vybrat si svůj typ práce pomocí více vhodných tras a výběrem méně stresujících pracovních míst nebo mohou přijímat své problémy snadněji a méně si stěžovat na bolest. Co se týče OSVČ, i když nemají zaměstnanecké výhody, mohli by si např. lépe rozdělit pracovní dobu a volný čas. OSVČ by také mohli udávat obecně méně stížností, protože nemohou počítat s pomocí na rozdíl od těch, kteří mají smlouvu se společností.

V této studii byl zvýšený počet pracovních hodin za den spojen s výskytem LBP, který má snadné vysvětlení. Jelikož tento faktor souvisí s mnoha dalšími zahrnujícími odbornou činnost řidiče nákladního vozidla, protože jejich práce se týká nejen dopravy, nýbrž také zahrnuje termíny. A to buď vzhledem k trvanlivosti některých výrobků, které mají být přepraveny, nebo z finančních důvodů, protože každou hodinu prodlení v poskytování zboží znamená další výdaje navíc. Další faktor, který může prodloužit

řidiči dobu jízdy je nedostatek vhodných míst k zastavení. K těmto faktorům je nutno přičíst koncentraci při řízení vozidla. Udržení odpovídající pozornosti dlouhou dobu je psychicky i fyzicky náročné opomeneme-li svalstvo, zejména trupové, napjaté vzhledem k absenci vhodných relaxačních dob. Nutno také zdůraznit, že počet pracovních hodin je spojen s dalšími rizikovými faktory, které jsou široce popsány v literatuře, například sezení po dlouhou dobu, expozice vibracím, nadměrné „kroucení“ a ohýbání trupu, zvedání těžkých předmětů, protože vyšší počet pracovních hodin za den u řidiče kamionu znamená, že je více vystaven těmto faktorům, jejichž důsledkem je riziko spouštění LBP.

2.1.5. Austrálie

Cílem Donnellyho a kolektivu [22] bylo určit, které sedadlové prvky / profesní požadavky přispěly k nepohodlí policistů a zda by sedadlo vybavené aktivním bederním systémem mohlo snížit nepohodlí při jízdě. 58 policejních úředníku obdrželo dotazník k posouzení nepohodlí při jízdě.

Součástí práce přibližně čtvrtiny policistů je řízení (>25 000 km ročně). 18% této populace uvádí, že má vždy nebo často LBP během jízdy a zameškají trojnásobný počet pracovních dnů než policisté, kteří nejsou vystaveni delší jízdě. V současné době je většina autosedaček navržena tak, aby se optimálně přizpůsobila 50. percentilu dospělého muže. Policejní populace obvykle zahrnují mnoho jednotlivců, jejichž tělesná hmotnost a antropometrické rozměry jsou v horní čtvrtině všeobecné mužské a ženské populace. Omezení nastavitelnosti prostoru ve vozidle a přizpůsobení sedadla kvůli pracovní výstroji vytváří prostředí, které omezuje schopnost vhodně se usadit v automobilu. Následkem toho mohou být policisté vystaveni většímu riziku vzniku potíží používáním vozidla v porovnání s jinými jednotlivci.

Bylo zjištěno, že schopnost sedadla přizpůsobit se řidiči souvisí s nástupem a rozsahem řidičova diskomfortu. Ukázalo se, že použití bederního podpůrného systému pomáhá udržet fyziologické lordotické postavení páteře při sezení, které bylo spojeno se snížením diskomfortu v bederní páteři. Ukazuje to také, že tato intervence redukuje diskomfort zvýšením nebo zachováním lokální tkáňové výživy.

Vzhledem k typické podmínce policistů neustále nosit neprůstřelnou vestu a povinný pás jim nemůže bederní opěrka poskytnout stejnou podporu jako civilistům. Účelem této studie bylo určit, které sedadlové prvky, pracovní pomůcky a úkoly, při dlouhodobém používání vozidel, měly vliv na diskomfort policistů. Druhým cílem této studie bylo prozkoumat účinnost automobilového sedadla vybaveného aktivním podpůrným bederním systémem na snížení nepohodlí při jízdě.

Metody

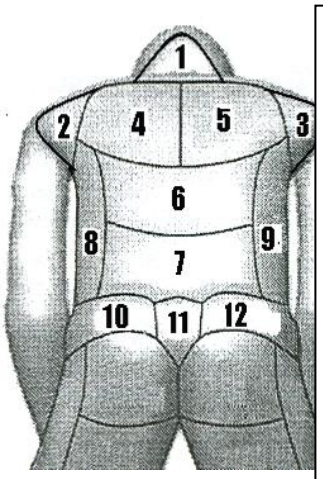
Tato studie se skládala ze dvou fází. Fáze 1 byla navržena tak, aby určila: a) která část sedadla a pracovní vybavení vytvořilo největší nepohodlí u policistů a b) určit, které oblasti na těle byly nejvíce postiženy. Fáze 2 měla: a) určit časové změny v řízení hlášené policisty po standardní osmihodinové směně a b) posoudit účinnost aktivního bederního podpůrného systému na snižování řidičova diskomfortu během standardní osmihodinové pracovní doby.

K zodpovězení každé otázky udělejte svislou pomlčku [|] ***v příslušném*** *řádku*

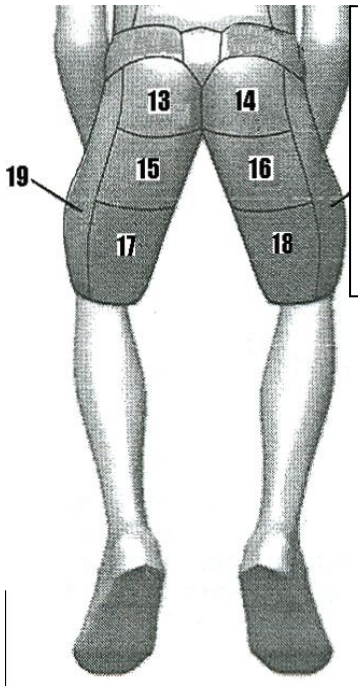
	žádné nepohodlí	extrémní nepohodlí
1. Čalounění mi způsobuje	←———	———→
2. Diskomfort kvůli nastavení sedadla	←———	———→
3. Diskomfort způsobený třením o čalounění	←———	———→
4. Diskomfort důsledkem šířky sedáku	←———	———→
5. Diskomfort důsledkem délky sedáku	←———	———→
6. Diskomfort důsledkem pevnosti sedáku	←———	———→
7. Diskomfort důsledkem bočních opěrek	←———	———→
8. Diskomfort důsledkem středového polstrování	←———	———→
9. Diskomfort důsledkem tvaru polstrování sedáku	←———	———→
10. Diskomfort důsledkem výšky zádové opěrky	←———	———→
11. Diskomfort důsledkem šířky zádové opěrky	←———	———→
12. Diskomfort důsledkem pevnosti zádové opěrky	←———	———→
13. Diskomfort důsledkem opěrky zad po stranách	←———	———→
14. Diskomfort důsledkem tvaru zádové opěrky	←———	———→
15. Diskomfort způsobující tuhost v bedrech	←———	———→
16. Diskomfort způsobený bederní opěrkou	←———	———→
17. Podpora tvořená bederní opěrkou má	←———	———→
18. Vertikální poloha bederní opěrky způsobuje	←———	———→

19. Tlak vytvořený bederní opěrkou má ←——————→
20. Diskomfort kvůli používání počítače ←——————→
21. Diskomfort kvůli používání pistole/vysílačky ←——————→
22. Diskomfort způsobený nasednutím do auta ←——————→
23. Diskomfort způsobený vystoupením z auta ←——————→
24. Diskomfort způsobený výztuhou těla ←——————→
25. Diskomfort způsobený vysílačkou ←——————→
26. Diskomfort kvůli bezpečnostnímu pásu ←——————→
27. Diskomfort způsobený výstrojí na zádech na bezpečnostním pásu ←——————→
28. Diskomfort způsobený teleskopickým obuškem ←——————→
29. Diskomfort způsobený bezpečnostním pásem ←——————→
30. Toto sedadlo má celkový diskomfort úrovně ←——————→

K zodpovězení každé otázky udělejte svislou pomlčku [|] ***<u>v příslušném</u>*** *řádku*



1. Krk ←——————→
2. Levé rameno ←——————→
3. Pravé rameno ←——————→
4. Levá lopatka ←——————→
5. Pravá lopatka ←——————→
6. Střední část zad ←——————→
7. Bederní část zad ←——————→
8. Levá strana těla ←——————→
9. Pravá strana těla ←——————→
10. Horní část pánve vlevo ←——————→
11. Křížová kost ←——————→
12. Horní část pánve vpravo ←——————→



13. Levá hýždě ←——→
14. Pravá hýždě ←——→
15. Levá horní část stehna ←——→
16. Pravá horní část stehna ←——→
17. Levá dolní část stehna ←——→
18. Pravá dolní část stehna ←——→

Přibližná celková doba sezení v hlídkovém voze během posledních dvou hodin: _____ (hod.:min.)

Přibližná doba strávená sezením v hlídkovém voze od té doby co jste naposledy nastoupil do vozidla:_____ (hod.:min.)

Kolikrát jste přibližně opustil vůz za poslední 2 hodiny?

Obrázek 4 Dotazník [22], pozn. úsečky mají ve skutečnosti délku 10 cm.

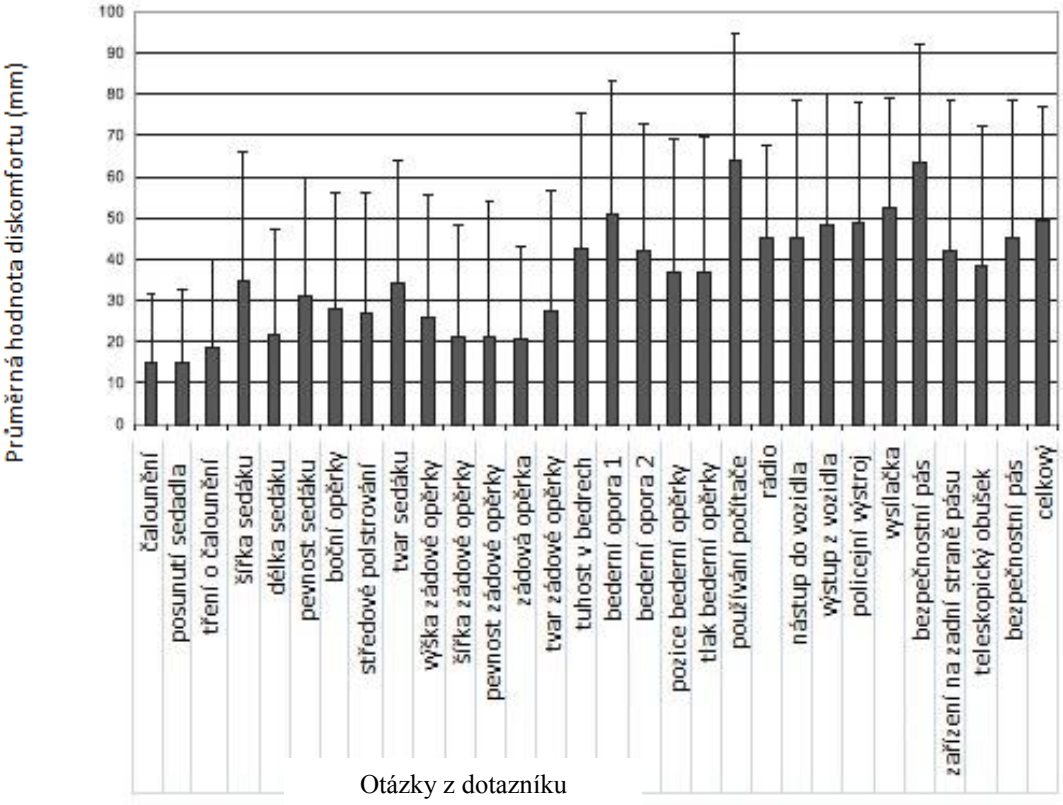
Policisté dostali dotazník na začátku směny. Počátek osmihodinové směny byl různý a zahrnoval ranní (6 hodin), odpolední (2 hodiny) a večerní směny (11 hodin) ze dvou samostatných policejních okrsků v rámci stejného města. Úředníci byli instruováni, aby hodnotili jejich úrovně diskomfortu v typické směně policistů.

Fáze 2: Bylo vybráno deset policistů a deset policistek ze stejné policejní stanice. Každý z těchto policistů se rovněž účastnil fáze 1 a byl náhodně vybrán z této skupiny. Žádný z těchto policistů neměl LBP, kvůli které by měl absence v práci, nebo by ho omezovala v ADL v období 12 měsíců před zahájením studie. Data byla shromážděna v průběhu dvou samostatných směn (začátek v 6 hod. nebo ve 14 hod.). Během jedné směny policisté užívali vozidlo vybavené standardním automobilovým sedadlem. Během druhé byl použit automobil vybavený sedadlem, které obsahovalo ALS jinou pěnovou strukturu přizpůsobující se výstroji na bezpečnostním pásu. ALS byl prototyp, který, když ho řidič ručně spustí, provede cyklické předozadní exkurze bederní podpory s dobou cyklu 20 sekund. Systém běžel po dobu 10 minut, po které byl řidič požádán znovu zahájit mechanismus. ALS také obsahoval prvky umožňující úpravu podpory pro střední hrudní až do pánevní oblasti přes vertikální i horizontální polohování podpůrného mechanismu. Posouzení těchto dvou míst byla provedena v náhodném pořadí. Sběr dat od daného policisty byl proveden ve stejnou denní dobu pro každé

sedadlo (např. obě hodnocení provedena během směny začínající v 6 hod. ráno nebo ve 14. hod.).

Policisté na začátku směny dostali balíček, který se skládal z pěti sad dotazníků. Dotazníky byli identické s dotazníky použitými ve fázi 1, byly doplněny na dvouhodinové intervaly po dobu osmihodinové směny začínající na čase 0. Pro hodnocení ALS byli policisté vyškolení o vlastnostech bederní opěrky před začátkem směny. Policisté dostali pokyn ke spuštění masážní složky ALS po dobu minimálně 10 minut na začátku každého dvouhodinového intervalu.

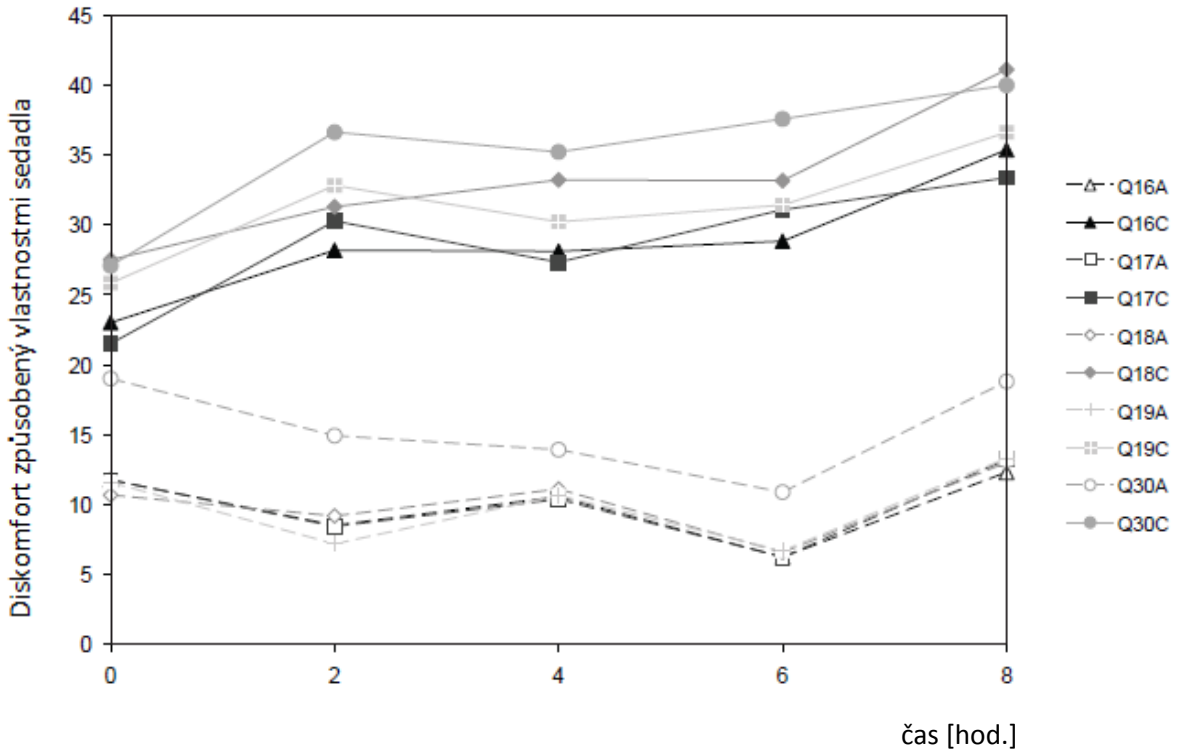
Sedadlový prvek, který působil policistům největší diskomfort, byla nízká zádová opěrka (50,9 ± 32.3 mm). Konkrétně, bederní opěrka s tuhostí (42,5 ± 32.9 mm), vertikální poloha bederní opěrky (37,1 ± 32.3 mm) a tlak vytvořený bederní opěrkou (37,0 ± 32,5 mm) vytvořil největší diskomfort sedadla. Celkový diskomfort sedadla byl 49,5 ± 27.3 mm z 100 mm. Úkoly a vybavení, které způsobovaly největší nepohodlí, byly: použití počítače (64,0 ± 30.9 mm), následuje bezpečnostní pás (63,2 ± 29.0 mm), pistole / vysílačky (52,7 ± 26.5 mm), měkké neprůstřelné vesty (48,6 ± 29,5 mm), výstup z vozidla (48,4 ± 31.5 mm) a nástup do vozidla (45,0 ± 33,3 mm) (obrázek 5).



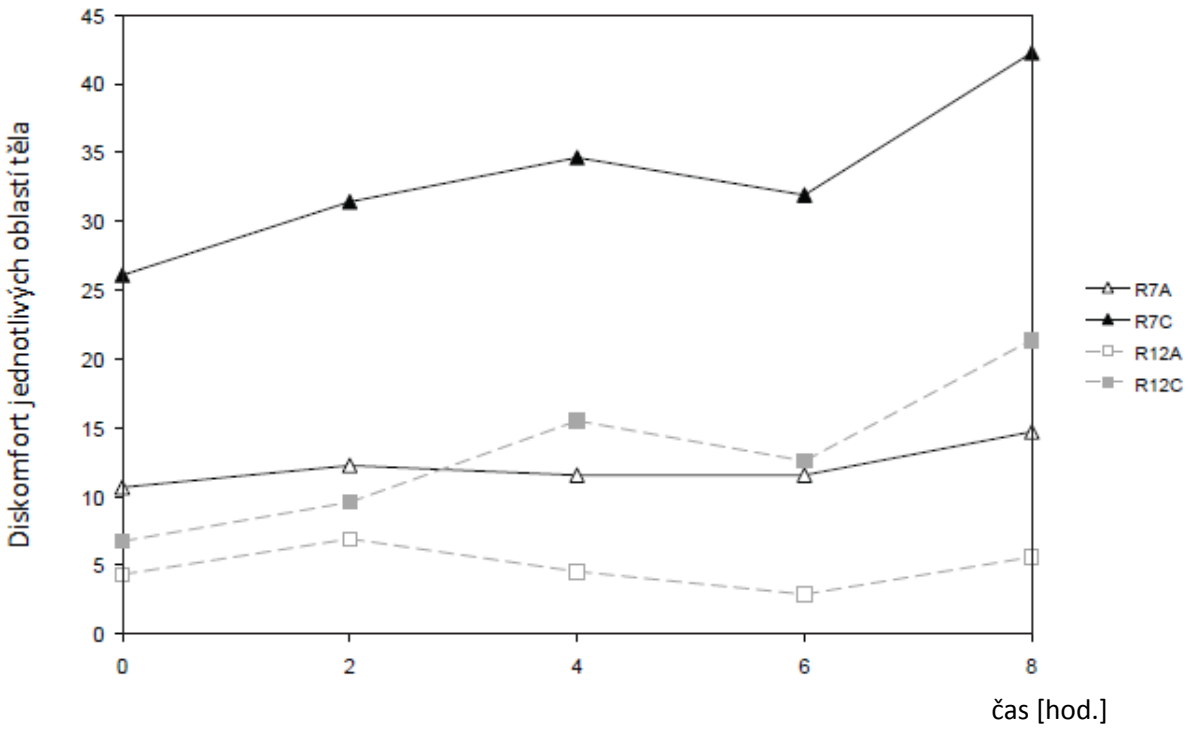
Obrázek 5 Průměrné hodnoty diskomfortu sedadlových komponent a pracovních nároků z dotazníku [22]

Dotazník na diskomfort v jednotlivých částech těla ukázal, že největší obtíže se objevovaly v bederní části zad (57,2 ± 30.2 mm), po něm následuje křížová kost (41,1 ± 34,1 mm), pravá (36,9 ± 35,2 mm) a levá (34,0 ± 34,1 mm) horní část pánve a střední část zad (31,2 ± 26.1 mm) viz obrázek 6. Všechny ostatní části těla, prvky sedadla a pracovní vybavení způsobovaly diskomfort > 10 mm na 100 mm měřítku.

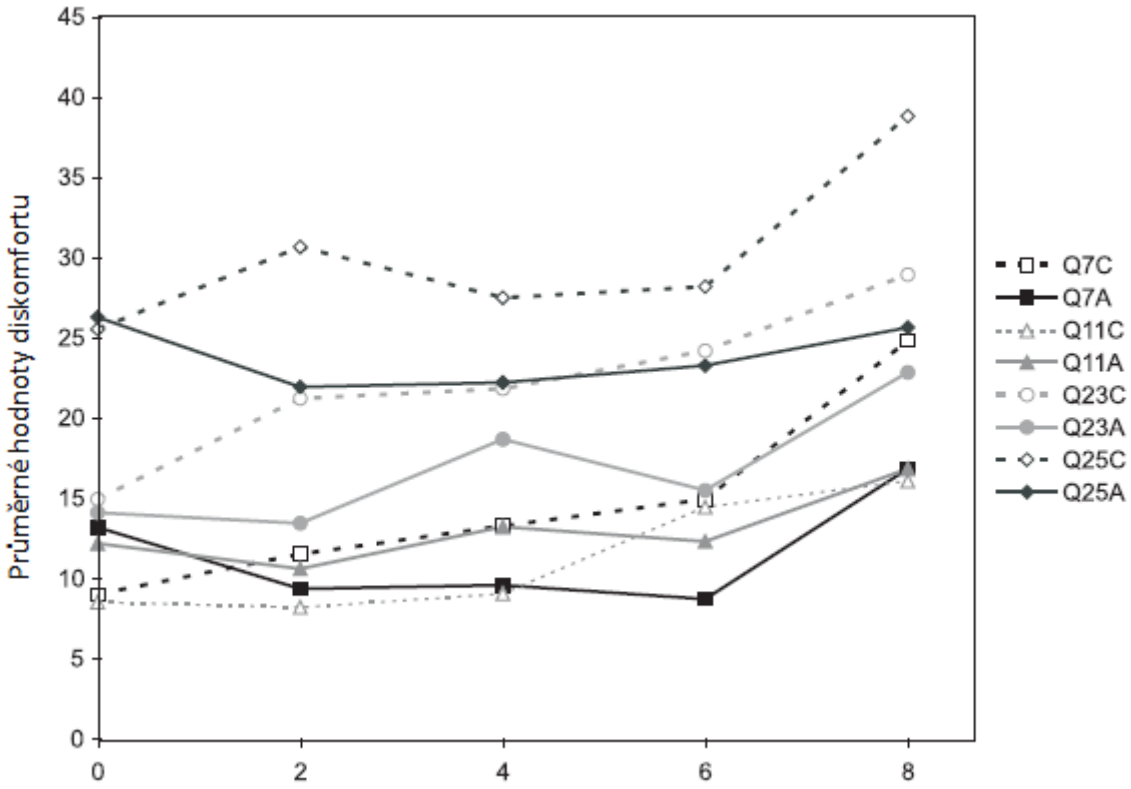
Časově proměnlivé reakce na ALS a ovládání sedadla ukázalo, že ALS mělo výrazně nižší hladinu diskomfortu než normální sedadlo, kde byla nízká zádová opěrka (p=0,048). Konkrétně poloha bederní podpory (p=0,033) a tlak způsobený nízkou zádovou opěrkou (p=0,031) vykazovali významně nižší diskomfort s použitím ALS. Nepohodlí kvůli bezpečnostnímu pásu bylo významně sníženo (p=0,045) jak již bylo zaznamenáno v celkovém diskomfortu (p=0,034) viz obrázek 6. Po 8 hodinách byl celkový diskomfort v průměru o 21,2 mm nižší u ALS než u normálního sedadla, což je považováno za velké zlepšení. ALS také ukázalo v podstatě nižší diskomfort v dolní části zad (p=.33) a v horní části pánve vpravo. Významné účinky v čase byly zjištěny u sedáku (p=.032), šířky zádové opěrky (0.001), používání vysílačky (0.021), výstup z vozidla (.028), střední části zad (0.009), dolní části zad (.014), horní část pánve (0.12) a křížová kost/kostrč (0.049) viz obrázek 8. Ve všech případech se diskomfort zvýšil s přibývajícím časem. Nebyly nalezeny významné interakce sedadlo X čas.



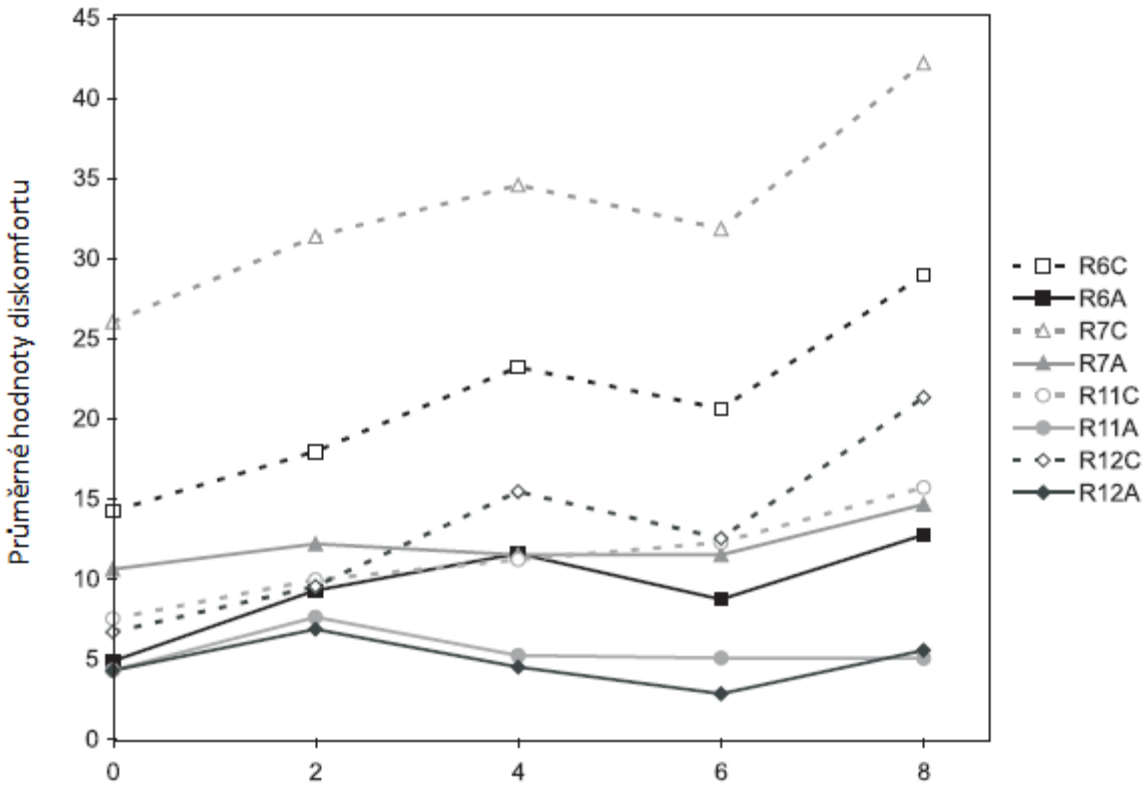
Obrázek 6 Graf průměrné časově proměnné odezvy jednotlivých částí těla (hodnoty (Q = otázka) dle odpovědí z dotazníku) [22].



Obrázek 7 Graf průměrné časově proměnné odezvě diskomfortu regionů těla při použití aktivního podpůrného systému (ALS) ve srovnání s normálním sedadlem; (hodnoty (R = region) dle hodnocení diskomfortu v různých částech těla z dotazníku), *A = sedadlo ALS, C = normální sedadlo* [22].



Obrázek 8 Průměrná časově proměnná odezva vlastností sedadla, (hodnoty (Q = otázka) dle odpovědí z dotazníku) [22].



Obrázek 9 Graf průměrné časově proměnné odezvy diskomfortu jednotlivých regionů těla při použití aktivního bederního podpůrného systému ve srovnání s normálním sedadlem.
Jsou uvedeny pouze statisticky významné rozdíly v závislosti na čase. Q7 – sedák, Q11 – šířka zádové opěrky, Q23 – výstup z vozidla, Q25 – používání pistole/vysílačky, R6 – střední část zad, R7 – bederní část zad, R11 - křížová kost/kostrč, R12 – horní část pánve vpravo [22].

Výsledky fáze 1 ukázaly, že policisté zaznamenaly zvýšený diskomfort v dolní části zad, křížové kosti, horní části pánve vpravo i vlevo a ve střední části zad. Diskomfort pro tyto konkrétní oblasti byl > 30 mm a průměrný diskomfort pro všechny regiony > 10 mm. To potvrzuje předchozí zjištění, že policisté vystaveni delšímu řízení pociťují zvýšený diskomfort v bederní oblasti. Ve srovnání s policejními úředníky, kteří těmto podmínkám vystaveni nejsou.

Existuje několik faktorů, které mohly přispět k diskomfortu policistů ve vozidle. Prostorové omezení policistů je nutí pracovat ve stísněném prostředí. Prostor je omezen kvůli pracovnímu zařízení zahrnující laptop, který je ve vozidle připojen na konzoly. Dále mříž, která má chránit policisty před zadrženými v zadní části vozidla, omezuje nastavitelnost sedadla včetně jeho sklopení a brání v horizontálním rozhledu policisty. Nemožnost plně přizpůsobit pozici během směny bude mít v průběhu času za následek diskomfort řidičů a v budoucnosti může vést k muskuloskeletálnímu zranění.

2.1.6. Velká Británie

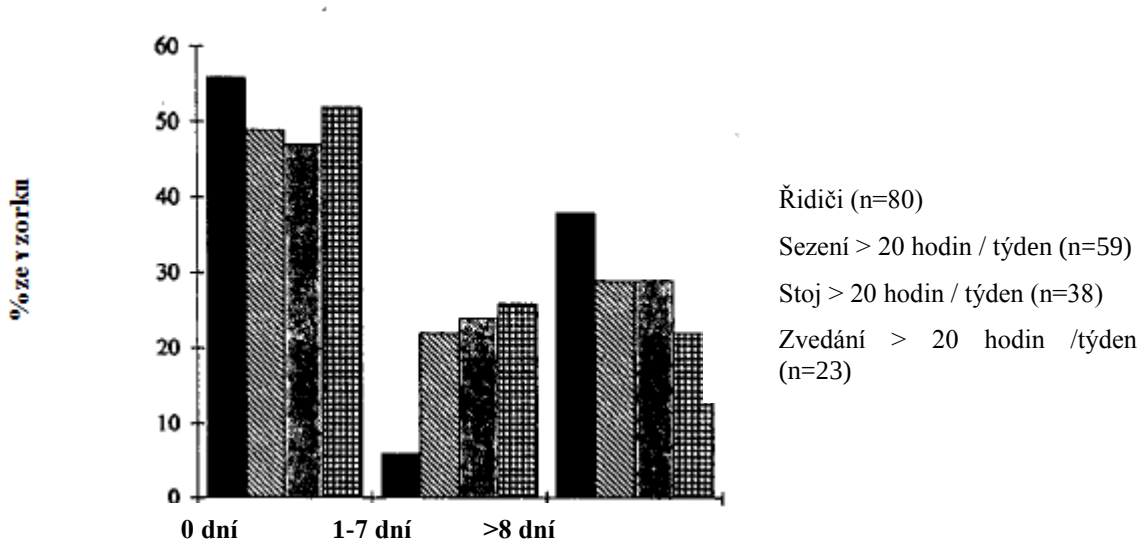
Autoři Gyi a Porter z Velké Británie [23] si rovněž vybrali jako cílovou skupinu policisty. Výzkumníci zkoumali dobu jízdy na prevalenci a incidenci LBP a dalších muskuloskeletálních obtíží. Policisté v rámci studie vytvořili 15 útvarů, zastupující různé zeměpisné oblasti společně s velitelstvím a dopravní divizí. Studijní skupina, kterou tvořilo 80 dopravních policistů, kteří řídí nebo sedí v jednom autě celý den. A 21 motocyklistů, kteří jsou v této studii zařazeni do zvláštní sekce. Druhá – kontrolní skupina se skládala z 91 policejních úředníků. Jelikož bylo obtížné získat dokonalou kontrolní skupinu, bylo rozhodnuto, že jedním z hlavních kritérií pro výběr budou různé každodenní úkoly (není celý den prováděna jen jedna aktivita). Předpokladem bylo, že lidé, kteří mohou měnit během dne pracovní polohu a střídavě stát a sedět budou mít velmi nízkou prevalenci LBP.

Dotazník byl založen na standardizovaném formátu Severského pohybového dotazníku a NMQ, který se skládá z obecného dotazníku pro analýzu prevalence bodu (7 dní), doby prevalence (12 měsíců) a závažnost (vliv na normální aktivity posledních 12 měsíců) muskuloskeletálních problémů v různých částech těla (např. krku, ramenou, loktech, zápěstí/ruce, horní a dolní části zad, bocích/stehnech/hýždích, kolenou, kotnících /nohou).

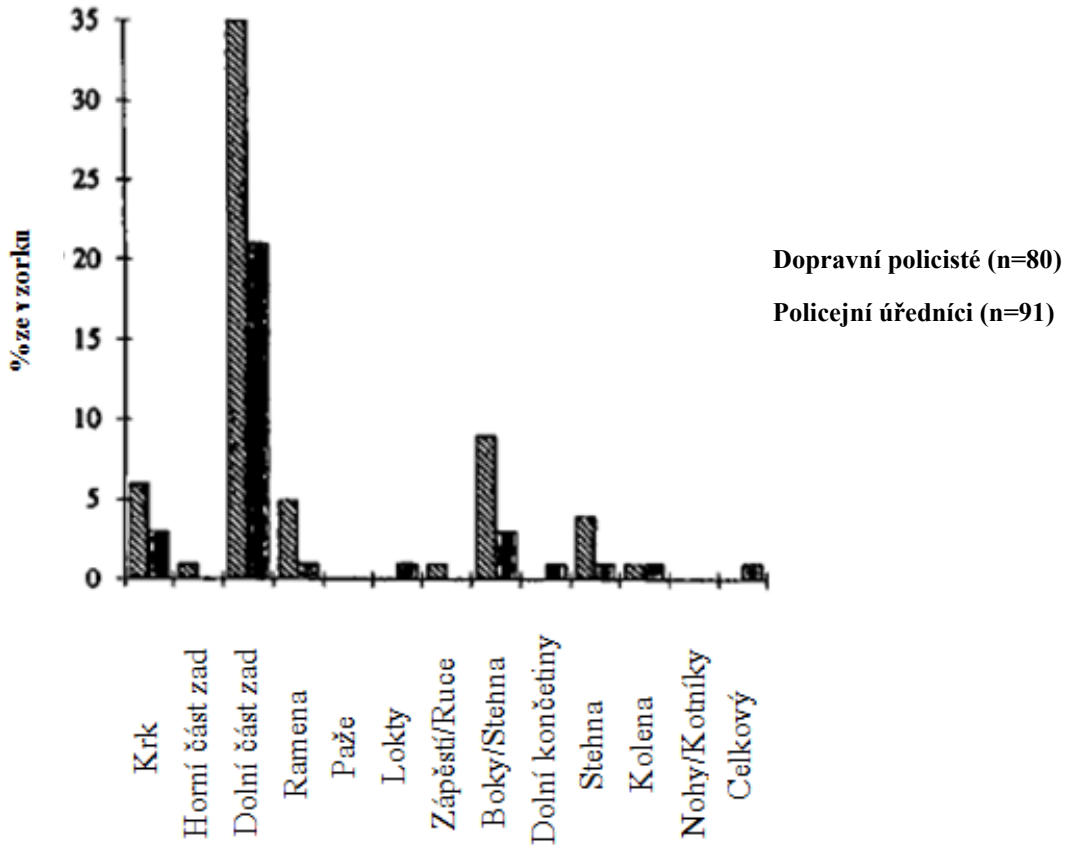
Autoři a zdravotní sestra provedli rozhovory mezi červencem a listopadem 1993. Dlouhá doba byla nezbytný kvůli obtížnému cestování do různých policejních stanic a práci při různých systémech směn, nouzovým voláním a ostatním povinnostem. Dotázáni byli všichni policejní úředníci, kteří se podíleli na chodu policejní stanice, kteří byli dostupní v době dotazování. Jejich výběr byl náhodný, nebylo známo, který z nich bude mít službu.

Výsledky: Prevalence LBP řidičů z obou skupin byla podobná (19% pro dopravní policisty, 20% pro úředníky) a doba prevalence také (45% dopravní policisté, 49% policejní úředníci). Byla použita 5 bodová stupnice (0 dní, 1-7 dní, 8-30 dní, více než 30 dní a každý den) pro odhad počtu dní bolesti zad, ke kterým došlo v posledních 12 měsících.

Srovnání dopravních policistů řidičů s ostatními pracovními pozicemi dopravní policie byly porovnány se třemi samostatnými podskupinami úředníků, skupinu, jejíž práce zahrnuje sezení (neřídí) více než 4 hodiny denně (n = 59), skupinu, jejíž práce zahrnuje svíce než 4 hodinové stání během dne (n = 38) a nakonec skupinu, jejíž pracovní činnost zahrnuje zvedání 5kg desetkrát za hodinu (n = 23). Výsledky opět ukázaly, že řízení vozidla v rámci pracovní náplně může způsobovat vážné problémy se zády. 38% řidičů ve srovnání s 29% „sedících“ policejních úředníků ($p < 0.05$), 29% ze „stojících“ policejních úředníků ($p < 0.05$) a 22% z úředníků „zvedačů“ ($0.1 > p > 0.05$) mělo zkušenosti s LBP po více než 9 dní v posledních 12 měsících viz obr. 13.



Obrázek 10 Dopravní policisté v porovnání s policejními úředníky (při pracovní činnosti) podle LBP v posledních 12 měsících [23]



Obrázek 11 Oblasti těla, ve kterých řidiči pociťovali diskomfort (n=171) [23]

Je zajímavé, že v porovnání s výše uvedeným se zdá, že „sedících“, „stojících“ a „zvedacích“ pracovníci mají častěji LBP trvající 1-7 dní než skupina řidičů. Je překvapivé, že dopravní policisté hlásili více absence z důvodu LBP než „zdvihací“ skupina. 11, 2 dne v porovnání s 3,0 dne ($p < 0,05$). To by mohlo být vysvětleno tím, že dopravní policisté rovněž provádí zvedání břemen v případě potřeby jako součást jejich práce ještě v kombinaci s vysokou expozicí jízdy. Například pomáhají při nehodách se zvedáním objektů jako např. dopravních kuželů a značek ven z kufru auta. Nicméně to nemusí být hlášeno jako „časté zvedání“ jak bylo požadováno v dotazníku (tj. zvedání 5kg 10 x za hodinu).

Srovnání policejních motocyklistů (n=21) a řidičů automobilů (n=80), obě skupiny z dopravní divize, byly porovnány v hlášení muskuloskeletálních obtíží. Okamžik prevalence (7 dní), období prevalence (12 měsíců) a závažnost hlášených problémů s ramenními kloub byly výrazně vyšší ($p< 0,01$) u motocyklistů. Počet absencí v práci v souvislosti s potížemi byl také výrazně vyšší ($p<0,05$). Nebyly žádné významné rozdíly v počtu ujetých kilometrů, věku, počtu cigaret za den a „rizikových“

sportovních aktivitách. Nicméně po debatě s experty a uživateli se došlo k názoru, že problémy s ramenními klouby byly vyšší pravděpodobně z důvodu zvedání velké 1000 cc motorky a jejího opakovaného vypínání a zapínání.

2.1.7. Malajsie

Malajští výzkumníci Chen a kolektiv [24] zkoumali pracovní faktory spojené s LBP u městských taxikářů. Městští taxikáři se liší od ostatních profesionálních řidičů svou expozicí vůči fyzickému a psychosociálnímu nebezpečí v pracovním prostředí. Prevalence LBP byla hodnocena pomocí modifikovaného norského muskuloskeletálního dotazníku. Pro statistické analýzy byly použity mnohočetné logistické regresní modely.

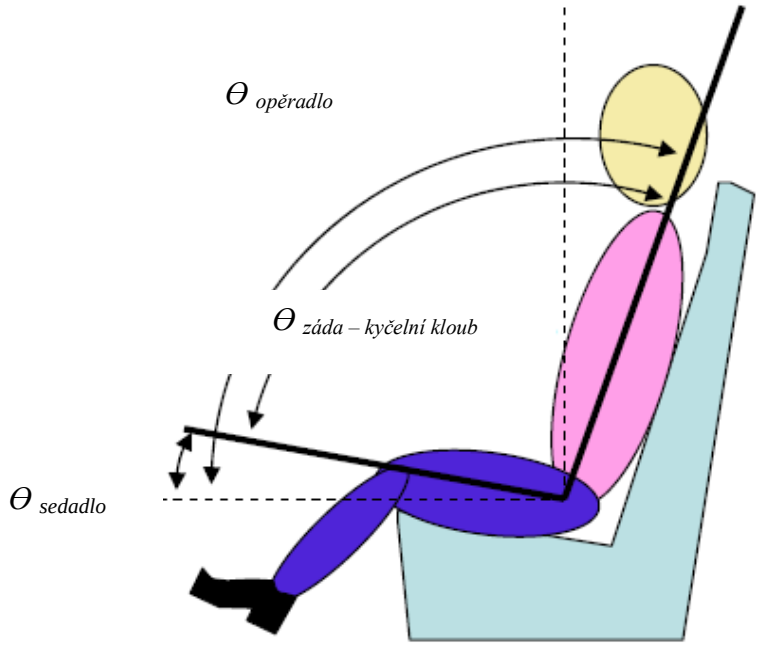
Výsledky: Z 1242 řidičů uvedlo 51% LBP za posledních 12 měsíců, významně (p 0,001) vyšší než u ostatní řidiči z povolání (33%) na Taiwanu. Bylo zjištěno, že dlouhá doba řízení a fyziologické a psychosociální faktory jsou spojeny s vysokou prevalencí LBP u taxikářů. Je ale třeba navázat na tuto studii průzkumem potenciálních nepříznivých účinků dlouhodobé expozice celotělovým vibracím.

Autor Chen publikoval další studii [25], ve které se rovněž věnuje LBP u taxikářů. Cílem této průřezové studie bylo zkoumat vliv sklonu sedadla, používání bederní opěrky a prevalence klinický významné LBP u taxikářů.

Byl použit digitální měřic k měření sklonu povrchu sedadla a opěrky a vypočtení úhlu mezi zády a stehnem. Byly provedeny strukturované rozhovory za účelem shromažďování informací o používání bederní opěrky a prevalence LBP, která vedla k vyhledání lékařské péče nebo absenci řízení v uplynulém měsíci. K odhadu prevalence pravděpodobnosti poměru byla použita mnohočetná logistická regresní analýza s úpravou pro věk, BMI, profesní služební věk, počet hodin řízení/ měsíc a intenzita expozice celotělovým vibracím.

Výsledky: U 224 řidičů byla průměrná hodnota úhlu záda – stehno 80,6°. 55% používalo bederní opěrku pravidelně, ale 25% udávalo významné LBP. Prevalence LBP byla 23% mezi těmi, kteří měli průměrně úhel záda – stehno < 86°, 37% pro ty, kteří měli tento úhel 86 - 91° a 9% pro úhel > 91°. U řidičů, kteří nepoužívali bederní

opěrku, byla prevalence LBP 18% oproti 34% s upravenou. Ani sedadlo, ani opěradlo samotné nebylo významně spojováno s LBP.



Obrázek 12 Měřený sklon pro sedadlo (Θ sedadlo)a opěradlo (Θ opěradlo)vzhledem k horizontále. Tyto úhly byly měřeny vsedě, úhel záda – kyčelní kloub (Θ záda – kyčelní kloub)byl vypočten jako rozdíl mezi Θ opěradlo a Θ sedadlo [25].

Výzkumník Chen publikoval další studii [26] o expozičním predikčním pravidle pro expoziční vyhodnocení z důvodu, že je často obtížné a nákladné provádět přímé měření zaměstnanců nebo velké epidemiologické studie. Jako příklad použil expozici vibracím u taxikářů. V této studii byly použity informace sesbírané ve validních studiích k rozvoji predikčních pravidel pro posouzení expozice ve studii bez přímého měření. Konkrétně bylo použito 383 měření celotělových vibrací 247 profesionálních taxikářů. Autoři se pokusili kvantifikovat vibrační expozici pro jednotlivce ve velké studii o LBP.

K predikci byly použity pouze pozorovatelné regresory. Autoři nebrali v úvahu informace, které nemohly být získány z velké hlavní studie. Vzhledem k vhodným potenciálům vytvořili následující smíšený model, který zahrnuje pouze hlavní efekty.

Nejlepší prediktivní smíšený model byl stanoven jako:

$$Y_{ij} = \beta_0 + \beta_1 (rychlost)_{ij} + \beta_2 (speed)_{ij}^2 + \beta_{3\text{-}5} (výrobce)_i + \beta_{6\text{-}7} (objem\ motoru)_i$$

$$+ \beta_{8\text{-}10} (rok\ výroby) + \beta_{11} (věk)_i + \beta_{12} (tělesná\ výška)_i + \beta_{13} (dopravní\ perioda)_i$$

$$+ \beta_{14} (profesní\ věk)_i + \beta_{15} (doba\ řízení/den)_i + \beta_{16\text{-}17} (rychlost)_{ij} * (objem\ motoru)_i$$

$$+ \beta_{18} (tělesná\ váha)_i * (profesní\ věk)_i + \beta_{19} (tělesná\ výška)_{ij} * (věk)_i + \beta_{20\text{-}21} (rychlost)_{ij}^2 * (rok\ výroby) + b_{0i} + e_{ij} \quad [1]$$

kde Y_{ij} ukazuje úroveň vibrací, e_{ij} chybu $j^{tého}$ měření u subjektu i, b_{0t} je náhodný úsek a β_k je odhad pevného účinku vibračních prediktorů a podmínek interakcí.

Bylo zjištěno, že použitím „metody zavíracího nože“ prokázalo relativně nízkou chybu predikce o 11% (95% interval jistoty, interval důvěryhodnosti 10-12%).

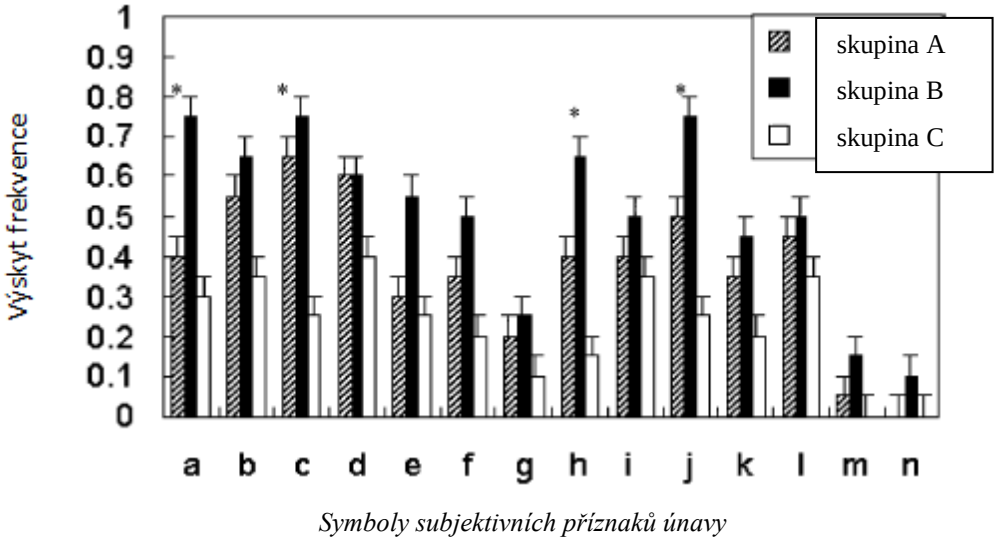
2.1.8. Čína

Číňané Jiao a kolektiv [27] zkoumali vliv různých vibračních frekvencí na variabilitu srdeční frekvence a únavu způsobenou řízením u zdravých řidičů během simulovaného řízení za použití analýzy výkonného spektra a subjektivního hodnocení. Výzkumu se zúčastnilo 60 zdravých jedinců (29,6 ±3.3 roku), kteří byli náhodně rozděleni do skupin A, B a C. Jedinci se zúčastnili simulovaného řízení po 90 min. s vertikálními sinusoidními vibracemi (zrychlení 0,05g) o 1,8 Hz (skupina A), 6 Hz (skupina B) a bez vibrací (skupina C). Nízká frekvence a vysoká frekvence jednotlivé složky variability srdeční frekvence, ukázaly sympatické a parasympatické aktivity a poměr nízká : vysoká frekvence, ukazující sympatovagální rovnováhu, byl měřen po celou dobu. Všechny ukazatele variability srdeční frekvence byly vypočteny v předexperimentu a byly analyzovány opakovanými měřeními analýzy rozptylu. Subjektivní reakce byly dotazníky získány po simulované úloze od všech tří skupin.

Výsledky: Byly pozorovány významné rozdíly ve všech ukazatelích mezi jednotlivými experimentálními periodami a mezi dvěma libovolnými skupinami. Hodnocení únavy řidičů bylo spojeno s frekvencemi simulovaného řízení. Studie kvantitativně prokázala, že rozdílné reakce autonomního nervového systému byly způsobeny různými vibračními frekvencemi.

Symbol	Symptom	Symbol	Symptom
a	fyzická únava	h	ztuhlost v ramenou
b	lenost	i	lumbago
c	chtít si lehnout	j	snadnější nepozornost
d	podrážděnost	k	únava očí
e	bez energie	l	cítit se ospalý
f	mentálně pomalý	m	nevolnost
g	bolest hlavy	n	třes rukou nebo nohou

Tabulka 4 Přehled subjektivních symptomů únavy [27]



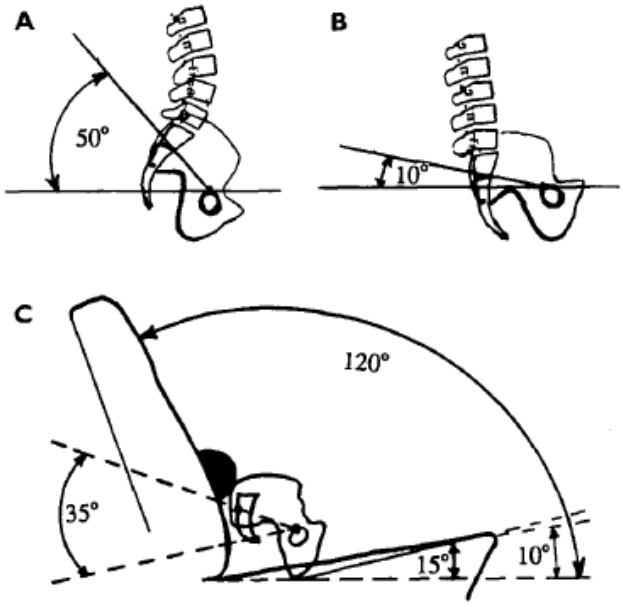
Obrázek 13 Výskyt frekvencí na subjektivních příznacích únavy byl porovnán mezi 3 skupinami použitím 3x2 tabulky chí-kvadrát testu pro každý symptom únavy během subjektivního hodnocení. * P<0.05 [27]

2.1.9. USA

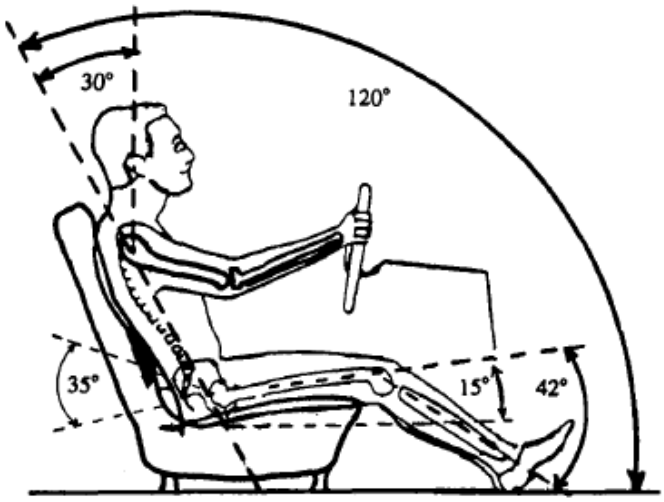
Cílem studie Donalda Harrisona a kolektivu [28] bylo stanovit optimální automobilové sedadlo a spinální model řidiče. Informace získali pročtením vědeckých časopisů a textů, zpráv automobilového inženýrství a z národní lékařské knihovny.

Řízení předurčuje řidiče k LBP a degeneraci. Optimální sedadlo by mělo mít nastavitelné opěradlo se sklonem 100° horizontálně, nastavitelnou hloubku sedadla zezadu dopředu okraje dna. Nastavitelnou výšku, sklon okraje, pevnou pěnu v okraji sedadlové polštáře, nastavitelnou opěrku paží, horizontálně a vertikálně nastavitelnou opěrku hlavy s bederní podporou, sedadlo absorbující otřesy tlumením frekvencí v rozmezí 1-20 Hz a lineární předozadní nastavení sedadla umožňující řidiči každé

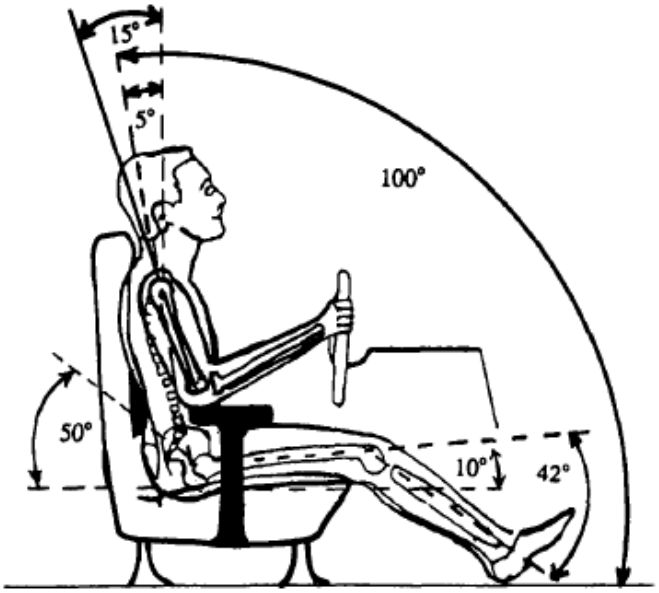
výšky dosáhnout na pedály. Bederní podpěra by měla být pulzující do hloubky ke snížení statického zatížení. Zadní strana sedadla by měla být tlumena, aby snížila odraz trupu. Optimální spinální model řidiče by měl být v průměru Harrisonův model v 10° sklopen dozadu.



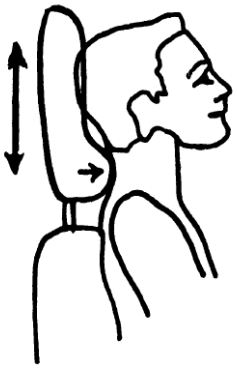
Obrázek 14 Změny v úhlu sklonu pánve při stoji (50°), když je otočena 40° dozadu při neutrálním sedu a v sedadle řidiče s opěrkou sklopenou na 120 °. A Stálé průměrné naklonění naměřené postero - inferiorní S1 k horizontální úrovni hlavice femuru je 50 °. B Rotace pánve 40° vzad na ose x (extenze) je akorát neutrální pozice sedu, zatímco bederní lordóza je vyrovnaná. C Bederní opěrka zvyšuje rotaci pánve a bederní lordózu. Ideální rotace pánve je 35° na pevném sedadle s bederní opěrkou, s 10° sklonem spodní části sedadla, 5° depresí spodní části sedadla a 120° sklonem zádové opěrky, [28].



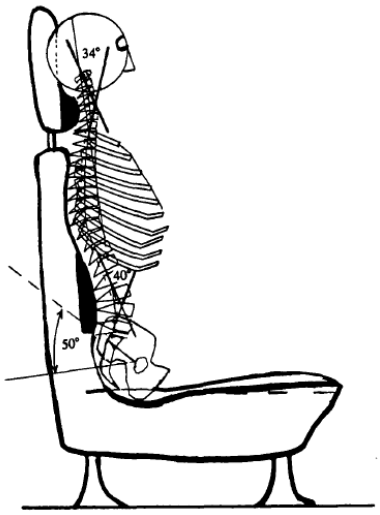
Obrázek 15 Ideální úhel opěradla 120 ° způsobuje abnormální 30 ° flexi hlavy řidiče [28].



Obrázek 16 Změna sklonu opěradla ze 120° na 100° a redukcí úhlu stehenního – horizontálního (úhel spodní strany sedadla) úhlu z 15° na 5° redukuje flexi hlavy z 30° na 10°[28].



Obrázek 17 Design a pozice nastavitelné opěrky hlavy připojené k vrcholu zádové opěrky [28].



Obrázek 18 Sedící spinální model v ideálním sedu při řízení [28].

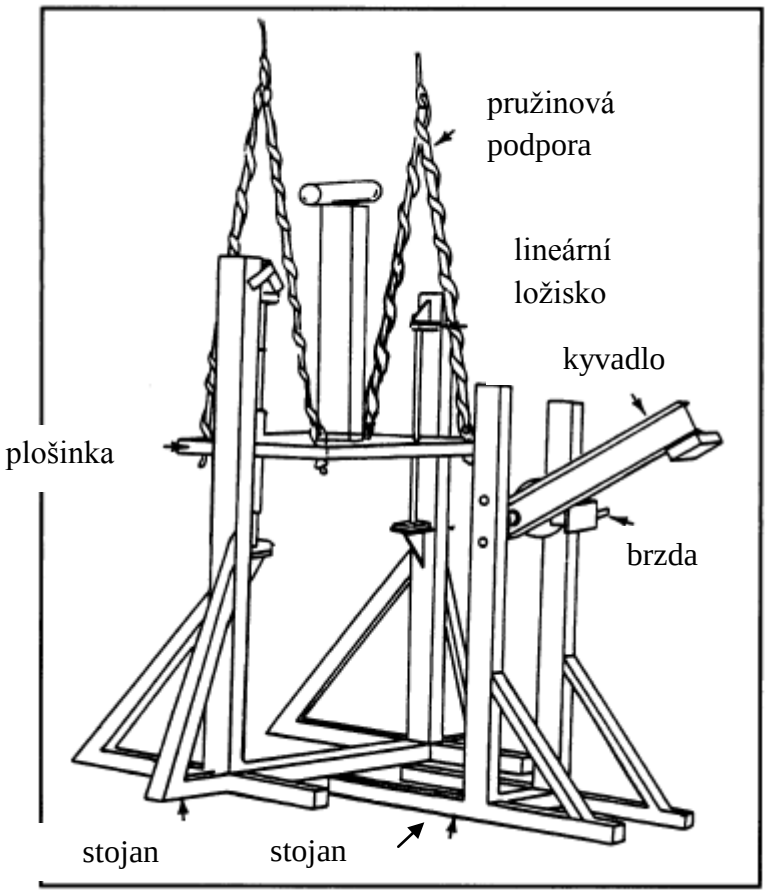
Fyzickou zátěž, ergonomické problémy a výskyt LBP řidičů v San Franciscu zkoumali Krause kolektiv [29]. Během lékařského vyšetření a pomocí dotazníku získali kompletní základní informace o 1233 řidičích vozidel. První LBP během 7, 5 roku sledování byly zjištěny z pojistných záznamů. Některé LBP byly definovány jako lékařsky diagnostikované postlaminectomie, stenóza páteře, výhřez ploténky, ischias nebo spinální nestabilita.

Výsledky: Byla zjištěna exponenciální závislost odpovědí na dotazy mezi týdenním řízením a incidencí LBP. Identifikátory fyzické zátěže byly velmi spojeny se závažnějšími zraněními bederní páteře ve srovnání s méně závažnými zraněními. Míra vážnější LBP vzrostla o 39% s každým zvýšením počtu hodin řízení o 10 hod. Vyšší riziko závažnější LBP bylo zjištěno u pracovníků vykonávajících těžkou fyzickou práci na lanovkách nebo hlásící více ergonomických problémů. Odhady etiologických frakcí naznačují, že s redukcí ergonomických problémů momentálně 25% řidičů snížilo v 19% těžké LBP.

Autoři Pope a kolektiv [30] navázali na své předchozí studie z let 1988 - 1990, ve kterých se zabývali přenosem vibrací bederní páteří pomocí nárazové metody. Zaznamenali značný artefakt následkem připevnění akcelerometru ke kůži, tudíž zvolili přechod přišpendlením. Ve studii také uvedli, že první rezonance nastala v rozmezí 4,5 – 5,5 Hz a bylo zjištěno, že následkem hýžďo - pánevního systému a že postura také ovlivňuje odezvu. Tyto experimenty prokázaly užitečnost této nárazové techniky v určení dynamické odezvy reakce člověka. Tato technika je rychlá, reprodukovatelná a experimentální podmínky lze snadno měnit. Výsledky předchozích pokusů ukázaly, že opěradlo mělo malý účinek na útlum vibrací, pouze nepatrné snížení přirozené frekvence a získání maxima. Pope zjistil, že oba vrcholy a fáze přenosové funkce byly nižší se vzpřímeným sedadlem bez podpory držení těla v porovnání s relaxovaným sedem [31]. Wilder a kolektiv [32] se zabývali zkoumáním změn v držení těla a zjistili, že i přenosnost a tuhost klesaly s první resonanční frekvencí, když bylo držení těla více neutrální. Vzhledem k tomu, že předchozí studie věnovala malou pozornost hodnocení autosedaček, je cílem této studie prozkoumat přenosnost akcelerace z nárazů na platformu, přes sedadlo nahoru do výšky L3 probandovy páteře na různých typech autosedaček.

Podklady a metody:

Nárazové zařízení – kosterní úder byl proveden zařízením použitým v předchozí studii. Toto zařízení je skládá ze zavěšené sedadlové plošinky, rámu a kyvadla.



Obrázek 19 Nárazový přístroj - skládá se z plošinky zavěšené na pružině, její pohyb je omezen dvěma ložisky. Autosedačka byla namontována na platformu. Nárazová energie je dodávána platformě a subjektu přes kyvadlo [30]

Platforma je řízena lineárními ložisky k redukci vertikální přirozené frekvence 1,8 Hz, která je nižší než resonanční frekvence páteře. Rám má přirozenou frekvenci ohybu 60 Hz, která je vyšší než frekvence zájmu. Kyvadlo přináší reprodukovatelný náraz s dostatečnou dobou excitačních frekvencí od 0 do 32 Hz.

Sedadla

Platforma byla vybavena buď zmíněným sedadlem nebo autosedačkou, která měla být testována.

Přístroje

Akcelerometry Endevco 7265A HS os x a os z byly namontovány na hliníkovém příslušenství a připojeny k 2.0 mm K-drátům. Pod lokální anestezií a s použitím sterilní

techniky byly K-dráty připevněny na processus spinosus obratle L3. Pozice drátu byla změřena goniometrem k vytvoření horizontálních a vertikálních úhlů v sagitální rovině každé testované pozice. Osa *z* akcelerometru byla těsně rovnoběžně, osa *x* kolmo k páteři. Vstupní zrychlení bylo měřeno akcelerometrem namontovaným těsně nad centrem nárazu na platformě. V testech s tvrdým sedadlem a experimentálním sedadlem, byl akcelerometr rovněž namontován na rám sedadla.

Zpracování signálu

Signály z akcelerometrů byly filtrovány a zesíleny na víceúčelovém zesilovači. Stejný postup byl zvolen ve všech testech, rozdíly v úrovni signálu byly malé. První zkušební testování určilo maximální úroveň signálu. Signály z víceúčelového zesilovacího stojanu byly krmeny do Victor PC vybaveného deskou Data Translation DT 2801 A/D. A/D deska byla konfigurována jako jediná účelová se škálou +/- 10 voltů. Byla použita softwarová krabička ASYSTANT+. Pro odběr vzorků byl použit ASYSTANT/Acquire/vysokorychlostní rekordér. Odběrová frekvence byla 156 Hz a získání času byly 4 sekundy. Signály byly také zaznamenány a uloženy pomocí digitálního rekordéru DATA REC-E8. Ke spuštění vzorkování byl použit hardwarový spoušťový mechanismus na A/D desce. Akcelerometry byly kalibrovány umístěním převodníku energie na perfektně vodorovnou plochu a ponechány odpovídající gravitaci Země. Otáčení převodníku dodalo negativní hodnotu. Přenosová funkce (H) byla vypočtena bez jakékoliv korekce pro úhel diference mezi vstupem a výstupem akcelerometrů. Tímto způsobem bylo možno vypočítat vertikální přenosovou funkci formulí $Hv=Hz \sin \theta$, kde θ znamená úhel opěradla.

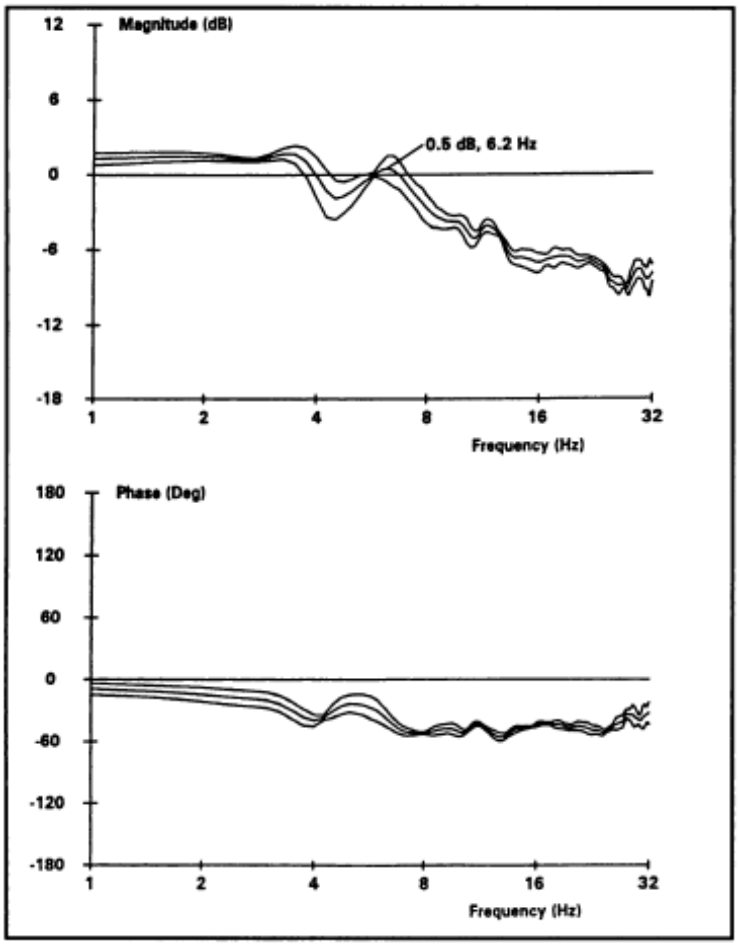
Probandi

Testované osoby byly 3 ženy mezi 23 – 27 let a váhou 49 – 54 kg. Žádná z nich neměla LBP ani jiné zdravotní problémy. Testované ženy byly vystaveny jednotlivým vlivům, zatímco seděly na různých sedadlech z různých materiálů a s různými úhly opěradel.

Výsledky

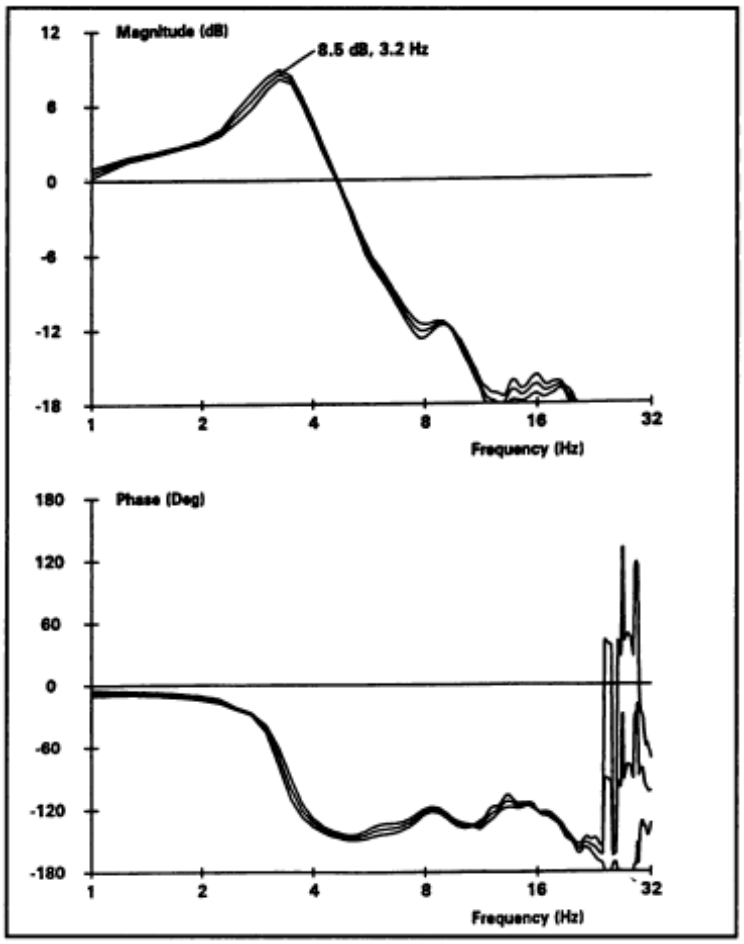
Příklady charakteristických testů na probandech ve vertikální nebo 90° poloze na obratli L4 jsou prezentovány na obrázcích 24, 25 a 26 pro tvrdá sedadla, referenční sedadla a na jednom z experimentálních sedadel. Obě vertikální zesílení (osa z) a fázový úhel byly prezentovány jako průměrné hodnoty pěti nárazů pro každý subjekt. Stejně jako v předchozí práci bylo zjištěno, že vykazují výrazný vrchol přenosnosti

obratle L4 od 4 – 6 Hz, spolu s méně výrazným útlumem vrcholu nebo přenosnosti spodní hranice od 7-8,5 Hz. Data byla u probandů podobná. Při opakování testu s tím samým sedadlem byly jen nepatrné rozdíly svědčící o přirozených změnách. Průměrné maximální získané hodnoty a rezonanční frekvence pro každého probanda a pro každé držení těla jsou uvedeny v tabulce. Nárůst referuje o zafixovaném tělním systému; v této studii pozice špendlíku v obratli. Je třeba poznamenat, že pro podporu držení těla je blízká přirozená frekvence, že je tam zesílení. Pro většinu frekvenčních rozmezí je útlum.

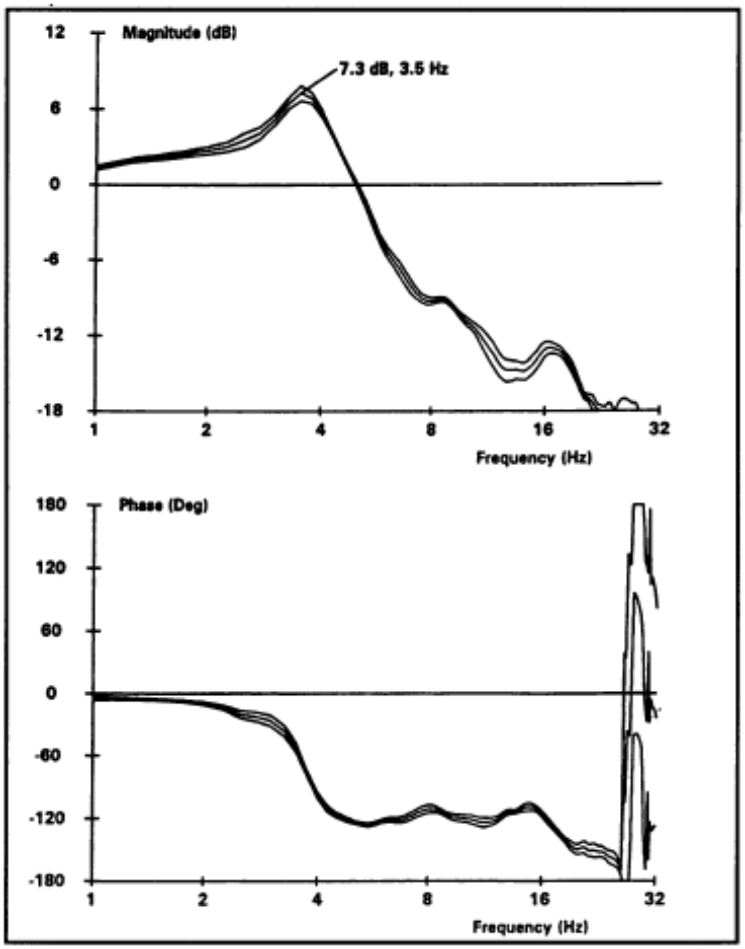


Obrázek 20 Zakreslení nárůstu frekvence a fázového úhlu frekvence pro jeden subjekt ve vzpřímeném držení těla na pevném sedadle (úroveň L4) [29].

I když se zdálo, že většina z experimentálních sedadel zvyšuje přenosové funkce, byl nalezen pokles v přirozené frekvenci. K určení, které sedadlo je lepší, co se týče snížení maximálního zrychlení, autoři nejprve specifikovali vstupní spektrum. Za předpokladu vstupu náhodných nárazů, změna vrcholu je vstup a tělesná síla (zrychlení) je výstup a přenosová funkce zájmu je obyčejná přenosová funkce vynásobená frekvencí. Vezmeme-li v úvahu frekvence nižší než 3 – 5 Hz v rozsahu zájmu, pak nejtvrdší sedadlo podléhá nejnižším hodnotám [29].



Obrázek 21 Zakreslení nárůstu frekvence a fázového úhlu frekvence pro jeden subjekt ve vzpřímeném držení těla na referenčním sedadle [29].



Obrázek 22 Zakreslení nárůstu frekvence a fázového úhlu frekvence pro jeden subjekt ve vzpřímeném držení těla na experimentálním sedadle [29].

2.1.10. Itálie

Bovenzi a kolektiv [33] zjišťovali ve své studii vztah mezi LBP a expozicí vibracím přenášeným na celé tělo u profesionálních řidičů. Studie se zúčastnilo 202 řidičů mužského pohlaví, kteří neměli LBP v počátku průzkumu, LBP bylo z hlediska doby trvání, intenzity a postižení zkoumáno v průběhu dvou let. Měření vibrací bylo provedeno na reprezentativních vzorcích strojů a vozidel.

Cílem této prospektivní kohortové studie bylo prozkoumat vztah mezi alternativními měřeními denní vibrační expozice a výskyt LBP výsledkem přesčasu u skupiny italských profesionálních řidičů, kteří byli na počátku bez LBP. Řidiči byli

přijati do čtyřletého výzkumného projektu s názvem „Rizika zranění vibracemi z povolání (VIBRISKS). (*Risks of Occupational Vibration Injuries*“). VIBRISK je evropský výzkumný projekt, který se snaží lépe pochopit zdravotní rizika v pracovním prostřední s vlivem expozice vibrací přenášených na celé tělo. Prostřednictvím epidemiologických studií podporuje základní laboratorní výzkum.

Projekt VIBRISK zahrnoval pracovní balíček epidemiologických studií o nežádoucích účincích WBV na muskuloskeletální systém. Do studie byli zapojeni výzkumníci ze čtyř evropských zemí (Itálie, Švédska, Nizozemska, Spojeného království). V Itálii studie zahrnovala všechny profesionální řidiče mužského pohlaví (n=628) zaměstnané v několika odvětvích (mramorových lomech, mramorových laboratořích, loděnicích, papírnách) a veřejných službách (popeláři, řidiči veřejné dopravy) nacházejících se v různých provinciích Itálie. Míra účasti v počátku průřezového výzkumu v období listopadu 2003 až února 2004 byla 95,2% (n=598).

V této longitudinální studii incidence LBP, denní expozice vibracím a ostatní práce související s rizikovými faktory byly zkoumány v kohortě 202 řidičů, kteří nebyli postiženi LBP v předchozích 12 měsících od počátku průzkumu. Z těchto 202 řidičů se 110 z nich zúčastnilo dvou sledovacích vyšetření provedených ve stejném kalendářním období v roce 2004 - 2005 a 2005 – 2006. Kvůli organizačním problémům souvisejícím s časovým plánem na pracovišti nebo nechuti zaměstnavatelů se ročního průzkumu mohlo zúčastnit 92 řidičů. Tabulka č. 5 uvádí rozdělení studované populace podle odvětví a strojů. Řidiči byli rozděleni do tří skupin podle stroje a/nebo vozidel často používaných při své pracovní činnosti: zemní stroje v mramorových lomech a laboratoří pro skupiny A, vysokozdvižné vozy mramoru v laboratořích, loděnice a papírny pro skupinu B, autobusy ve veřejné dopravě a popelářské vozy ve veřejné službě pro skupinu C.

Skupina	N	Průmysl	Stroj/Vozidlo
A	49	Mramorové lomy Mramorové laboratoře	Pozemní stroje (kolový nakladač, bagr, drtička kamene), kloubový sklápěč, off-road vozy
B	67	Mramorové laboratoře Loděnice Papírny	Nákladní auto s vysokozdvižnou plošinou, bagr, traktor s kontejnerem Autojeřáb
C	86	Veřejné služby Veřejná doprava	Popelářský vůz Stlačovač odpadků Autobus

Tabulka 5 Rozdělení profesionálních řidičů s LBP v předchozích 12 měsících dle průmyslu a strojních zařízení

Řidiči byli dotazováni certifikovanými profesionálními zdravotními pracovníky, kteří byli vyškoleni pro zpracování strukturovaných dotazníků v rámci VIBRISKS projektu. Za tímto účelem byly organizovány specifické meetingy k vyzkoušení metody administrativy dotazníků. Dotazník se skládal z pěti hlavních částí, které jsou podrobněji popsány výše. Kromě otázek osobního charakteru (věk, váha, výška, kouření a pití, vzdělání, rodinný stav, fyzická aktivita, řízení motorových vozidel) obsahoval dotazník informace z pracovní historie v současnosti i v předchozích společnostech s podrobnostmi o funkci v práci, době trvání zaměstnání, typu stroje nebo motorového vozidla, denní celkovou dobu jízdy na konkrétním stroji nebo vozidle, fyzickou zátěž během typického pracovního dne (chůze a stáni, sezení, zvedání) a aspekty vztahující se k psychosociálním faktorům při práci (pracovní rozhodnutí, podpora nadřízeného nebo spolupracovníků, spokojenost v práci). LBP byla zkoumána pomocí upravené verze severského dotazníku na symptomy svalové a kosterní soustavy.

LBP byla definována jako bolest nebo nepříjemné pocity v dolní části zad, oblasti mezi dvanáctým žebrem a hýžděmi s/nebo bez iradiace do jedné nebo do obou dolních končetin trvající jeden den nebo již v předchozích 7 dnech a předchozích 12 měsících. Pracovníci, kteří hlásili LBP, byli požádáni, aby odpověděli na další otázky týkající se trvání, četnosti, vyzařování bolesti, intenzity, zdravotní péče z důvodů příznaků, léčby (např. protizánětlivé léky nebo fyzikální terapie) a pracovní neschopnost z důvodu příznaků v předchozích 12 měsících. Intenzita bolesti v posledních 12 měsících byla hodnocena na 11 bodové stupnici, kde 0 = „vůbec žádná bolest“ a 10 = „nejhorší bolest co může být“ v souladu s numerickou ratingovou stupnicí.

Postižení vzhledem k poslední epizodě LBP v předchozích 12 měsících byla měřena pomocí Roland & Morris škále postižení. Pracovníci byli požádáni, aby odpověděli na 24 otázek týkajících se každodenních aktivit, kterými byli poškozeni LBP – jako je vstávání, chůze, ohýbání se, oblékání, vstávání ze židle, atd. Škála postižení pro každého pracovníka trpícího LBP v předchozích 12 měsících byla získána sečtením počtu postižených pracovníků. V této studii bylo s výsledkem LBP v předchozích 12 měsících zacházeno jako s třístupňovým ordinálním proměnným měřítkem reakce vyjádřeného v trvání LBP (0, 1-6, ≥ 7 d), intenzita bolesti (NRS skóre: 0, 1-5, 6-10), a postižení (R & M měřítko skóre: 0, 1-12, 13-24).

Měření a hodnocení denní expozice vibracím

Vibrační měření byla provedena na reprezentativních vzorcích průmyslových strojů a vozidel (n=68) používaných profesionálními řidiči. Vibrace byly měřeny na sedadle za skutečných provozních podmínek dle mezinárodní normy ISO 2631-1 (1997), a VIBRISKS protokolu.

Psychické a psychosociální zatěžující faktory

Kombinovaný přístup se skládá z přímého pozorování pracovních podmínek a sebehodnocení probanda během rozhovoru použitého k vyhodnocení fyzické zátěže u řidičů. Na pracovišti byla přijata videa a fotografie pro analýzu poloh řidičů během pracovního dne. Index vnímané fyzické práce byl vypočten z jedenácti otázek včetně stání a chůze při práci, dlouhého sezení (jiné než při jízdě), předklon, „kroucení se“, řízení v předklonu nebo zkroucené pozici, kopání a bagrování, práce se zdviženýma rukama a rukama nad rameny, zvedání břemen > 15 kg a zvedání se v předklonu nebo ve zkroucené poloze. Těžká fyzická práce byla zařazena podle hodnocení manuálních činností na tříbodové stupnici odpověďmi (např. zvedání břemen>15 kg s ohnutým a zkrouceným trupem: „vůbec ne“, „1-10x“, „více než 10x“). Špatné držení těla bylo rozděleno dle doby trvání každé pozice na čtyřbodové stupnici („nikdy“, „méně než 1 hodinu“, „1-2 hodiny“, „více než 2 hodiny“). Střední hodnota fyzického zatížení proměnných během typického pracovního dne byla počítána pro každého probanda. V celkovém vzorku byl rozdělen průměrný vnímaný fyzický index zátěže do kvartilu (q), u kterého se předpokládá, že odpovídá čtyřem stupňům zvýšení tělesné zátěže: 1q = mírná zátěž, 2q = střední stupeň zatížení, 3q = vysoký stupeň zatížení, 4q = velmi těžké zatížení.

Měření vnímání psychosociálního pracovního prostředí byl odvozen z pěti otázek týkajících se pracovních rozhodnutí (3 otázky), podpora v zaměstnání (1 otázka) a pracovní spokojenost (1 otázka). Pracovní rozhodování a pracovní podpora byly hodnoceny na čtyřbodové stupnici („často“, „někdy“, „zřídka“, „nikdy/téměř nikdy“) jakož i pracovní uspokojení („velmi spokojen“, „spokojen“, „nespokojen“, „velmi nespokojen“). Průměrná hodnota psychosociálního zatížení proměnné byla vypočtena pro každého probanda a v celkovém vzorku měřítkem psychosociálního vnímání pracovního prostředí byla kategorizována do kvartilu zvýšení psychosociální zátěže:

1q = dobré pracovní prostředí, 2q = dobré pracovní prostředí, 3q = trochu špatné pracovní prostředí, 4q = špatné pracovní prostředí.

Výsledky: Osa z (vertikální) váženého zrychlení byla dominantní směrovou složkou měření vibrací ve většině strojů a vozidel. V mramorových lomech byla celková hodnota vibrací v průměru 0,57 – 0,69 $m \cdot s^{-2}$ r.m.s., u pozemních strojů a 0,5-1,1 $m \cdot s^{-2}$ r.m.s. u transportních prostředků. Nižší hodnoty byly naměřeny u popelářských aut (0.29–0.31 $m \cdot s^{-2}$ r.m.s.), na mobilních jeřábech používaných v mramorových laboratořích (0.32 $m \cdot s^{-2}$ r.m.s.),a u autobusů (0.34 $m \cdot s^{-2}$ r.m.s.). Průměrná hodnota vibrací u vysokozdvižných vozíků používaných v laboratořích mramoru (1,1 $m \cdot s^{-2}$ r.m.s.) byla dvakrát až třikrát vyšší než koncentrace naměřená na vysokozdvižných vozících v loděnicích (0.54 $m \cdot s^{-2}$ r.m.s.) a v papírnách (0.37 $m \cdot s^{-2}$ r.m.s.). Toto zjištění lze připsat rozdílům v konstrukci vozidla a hmotnosti předmětu, který má být zdvižen, provozních podmínkách a kvalitě sedadel vysokozdvižných vozíků používaných v různých průmyslových odvětvích.

Tři skupiny řidičů byly srovnatelné věkem, BMI, pitných návyků, rodinného stavu, vzdělání, fyzické aktivity a roční řízení. Kuřáci převládali ve skupině řidičů vysokozdvižných vozíků (skupina B). Služební věk v současném zaměstnání je vyšší u řidičů zemních strojů v mramorových lomech a laboratořích (skupina A), zatímco expozice vibracím byla větší u řidičů popelářských vozů (skupina C). Vnímaná fyzická pracovní zátěž byla vyšší u řidičů skupiny A a B než ve skupině C ($p<0,01$). Ve skupině C řidiči uváděli častěji špatné psychosociální prostředí než ostatní dvě skupiny řidičů ($p<0,01$). Denní expozice vibracím byla v průměru vyšší ve skupině C než ve skupině B ($p=0,03$), ale odhadovaná A a VDV (obě nejvyšší osy a součet všech os) byl větší ve skupinách A a B než ve skupině C ($0,001<p<0,05$).

V celé populační studii byla kumulativní incidence LBP ve sledovaném období 36,8%. Incidence bolesti vysoké intenzity (NRS skóre>5) a vážná postižení (R&M scale skóre>12) bylo 16,8 a 14,4%. Přestože výskyt trvání LBP, intenzita bolesti a LBP bylo vyšší ve skupině A a B než ve skupině, rozdíly nebyly významné ($p= 0,07$ to $0,68$).

V celém vzorku mají výsledky LBP tendenci se zvyšovat s věkem, i když ne významně. Po úpravě proměnných nebyla prokázána žádná asociace mezi LBP a individuálními charakteristikami (např. kouření nebo alkohol, vzdělání, rodinný stav). Přes sledované období byl výskyt LBP vyšší u řidičů zemních strojů a vysokozdvižných

vozíků než u popelářů. BMI bylo nepřímo úměrné délce LBP a intenzitě LBP ($p<0,05$), zatímco pravidelná fyzická aktivita byla ochranou před zdravotními obtížemi ($p=0,014$) [33].

Bovenzi [34] se také věnoval alternativnímu měření expozice vibracím působícím na lidské tělo a LBP u řidičů z povolání. Byla zkoumána incidence v období 12 měsíců, vysoká intenzita bolesti v bederní páteři (na číselné stupnici skóre >5) a postižení v bederní části zad (v Rolandově a Morrisově [35] škále disability ≥ 12) v kohortě 537 řidičů přes následující dvouleté období. Výsledky LBP, individuální typické znaky a pracovní rizikové faktory byly zkoumány přímým rozhovorem a strukturovaným dotazníkem. Denní expozice vibracím byla vyjádřena v období buď ekvivalentního zrychlení přes osmihodinovou referenční dobu [(r.m.s.) metodou] nebo hodnotou vibrační dávky [(r.m.q.) metodou]. Z velikostí vibrací naměřených na vozidlech a celkové expozice vibracím, bylo vypočteno 7 alternativních měření kumulativních vibračních expozic pro každého řidiče pomocí výrazů tohoto tvaru $\sum d_i^m t_i$ kde a_i *je* frekvenčně vážené r.m.s. nebo r.m.q. velikost zrychlení na vozidle i (a_{ws} nebo a_{wq}), t_i je doba expozice pro vozidlo i a m = 0, 1, 2 nebo 4.

Výsledky: v kohortě řidičů byla kumulativní incidence LBP 36,3% pro 12timěsíční LBP, 24,6% pro vysokou intenzitu bolesti a 19,2% pro postižení v bederní části páteře. Přechodný model, který bere v úvahu časový sled příčin a následků zachycuje část vztahu ukazující, že VDV fungovaly lépe než A pro předpověď výsledků LBP.

Závěr: Měření vibrační expozice odvozené z doby trvání expozice (denní nebo celoživotní) a velikosti r.m.q. zrychlení (VDV, $\Sigma[a_{wqi}{}^m t_i]$) byly lepšími indikátory výsledků LBP než měření vibrační expozice včetně r.m.s. zrychlení (A (8) $\Sigma[a_{wqi}{}^m t_i]$). Vzorce pro vztah expozice – reakce byly více zřejmé výsledky vysoké intenzity bolesti nebo postižení v dolní části zad než pro binární odpověď 12 měsíců LBP [34].

2.1.11. Belgie

Belgičané Johnson a Neve [36] se zabývali vlastnostmi sedadel automobilů. Cílem jejich práce bylo posoudit strukturální vlastnosti sedadel automobilů, které by mohly být zdrojem LBP pro pasažéra, aby se sedadlo upravilo podle návrhu a testovalo na řidičích, kteří trpí LBP. Shrnuli data z nedávných studií o vibračních vlastnostech automobilových sedadel publikované v odborných časopisech a dále je analyzovali

z biomechanického hlediska. Vzhledem k silnému spojení mezi opěradlem sedadla a podlahou vozidla dojde při řízení k rozdílnému pohybu mezi opěrkou zad a sedadlem. To nevyhnutelně vyvolává kontinuální napětí v bederní části zad řidiče a proto je možným zdrojem LBP.

2.1.12. Francie

Cílem Leclercovy [37] studie bylo prozkoumat profesní indikátory ischias a porovnat rizikové faktory pro ischias a pro LBP bez ischias. Studie analyzovala data od 841 mužů, původně bez LBP, kteří byli sledování po dobu dvou let. Probandi se účastnili francouzské kohortové studie zaměstnanců společnosti na celostátní výrobu elektřiny a zemního plynu GAZEL.

Výsledky: Výška a řízení byly indikátory jen pro ischias a předklánění a zaklánění v práci bylo indikátorem jen pro LBP bez ischias. Pravděpodobnost podílu pro ischias spojený s výškou > 180 cm byla 3 s 95% intervalem spolehlivosti

Tato studie potvrdila, že výška a řízení jsou rizikovými faktory pro ischias a že má ischias odlišné identifikátory od těch, které způsobujíc LBP. Budoucí studie by měly zvážit ischias odděleně od LBP.

2.1.13. Švédsko

Studie Wijayi a kolektivu [38] se zabývala porovnáním dvou typů sedadel na základě diskomfortu. Experiment byl založen na variaci pozic vsedě, rychlosti a typu překážky. Srovnání bylo provedeno na základě posouzení diskomfortu a vnímání pohybu a měření vibrací a dotazníkem. Pokusu se zúčastnilo 10 profesionálních řidičů. Experiment byl proveden jako faktoriální uspořádání se 4 faktory, které mají být uspořádány. Každý faktor měl 2 úrovně, které měly 16 testů pro testování interakce.

- *1. faktor* – stav sedadla (pevné / posuvné)
- *2. faktor* – poloha sedu (vzpřímená pozice / sklon sedadla dozadu)
- *3. faktor* – rychlost (20 / 5 km/hod.)
- *4. faktor* – typ překážky (jednoduchá / dvojitá)

Poslední 3 faktory byly vybrány jako 3 podmínky obvyklé při řízení a práce na vysokozdvižném vozíku. *Vzpřímené držení těla* bylo v této studii definováno jako postoj, který proband zaujme při povelu „posaď se rovně“. Měření pánevního a páteřního úhlu nebylo provedeno. Sklopení zádové opěrky bylo definováno jako pozice zaujatá při sezení proti opěradlu skloněnému na 110°. Volba inklinačního úhlu byla založena na předchozí studii Magnussona [39], která doporučila 110° inklinaci opěrky zad pro řidiče, kteří jsou vystaveni dlouhému sezení s nebo bez celotělových vibrací. Volba rychlosti a výšky překážky byla založena na úvaze o zdravotních rizicích zúčastněných.

Studie byla provedena na umělé zkušební dráze. Bylo tak zvoleno na základě doporučení Burdoffa a Swusteho [40], že účinnost sedadel v redukci vibrací má být testována v pracovním prostředí. Využití umělé zkušební dráhy bylo pro studii výhodné, jednak protože byly podmínky podobné reálnému pracovnímu prostředí a jednak se dali ovládat experimentální proměnné.

Přístroje:

- KALMAR-DCD70-6H (Kalmar Industries AB, Sweden) – vozík vybaven 4 pneumatikami na přední nápravě a dvěma pneumatikami na hnací nápravě, během testu byly všechny pneumatiky pod tlakem 1000 kPa. Kabina byla izolována od podvozku čtyřmi gumovými podložkami (10 mm), každá podložka byla umístěna v jednom rohu kabiny
- sedadlo typu S85/LA130414 (z Německa) mělo křížem propojený mechanismus a bylo vybaveno vertikálním pneumatickým odpružením a horizontálním izolátorem umístěným pod sedačkou
- tříosé piezoelektrické akcelerometry (B & K 4321, Bruel & Kjaer, Dánsko) – vzhledem k omezení podlahové konstrukce byl akcelerometr namontován na základnu sedadla za použití paprsku hliníku. Tato podpěrová metoda neměla žádný významný vliv na výsledky měření vibrací, protože resonanční frekvence hliníkového pásku byla daleko vyšší v této studii

První přirozená frekvence 5 x 50 x 40 mm hliníkového paprsku byla 1580 Hz. Umístění podstavce bylo ve středu levé strany tohoto sedáku. Volba místa byla založena na návrhu evropského standardu No. prEN 13059:1999 (Evropský výbor pro standardizaci), který udává, že když převodník (energie) nemůže být

namontován pod sedadlo, alternativní pozice je na straně sedadla. Měření bylo provedeno pouze pro horizontální a vertikální pohyby.

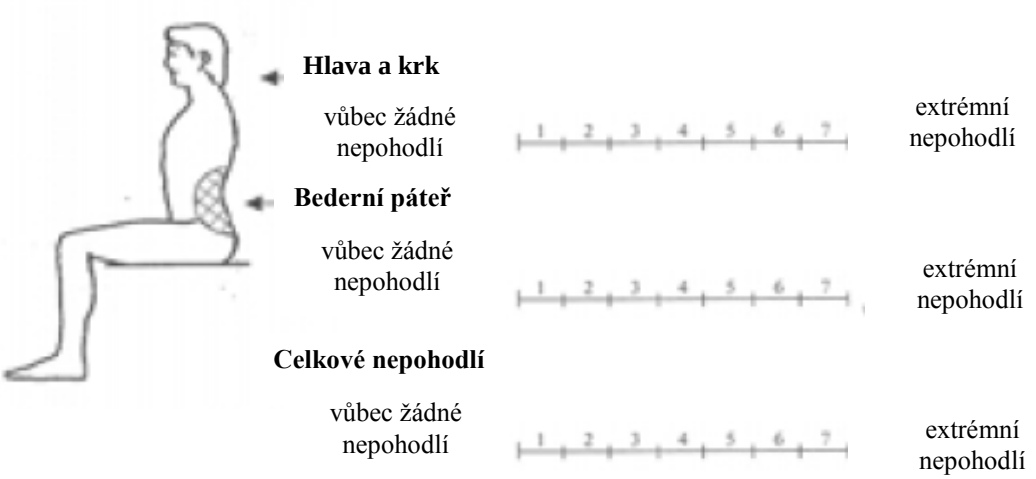
Aby bylo možné měřit zrychlení v 5 stupních volnosti na rozhraní sedadlo – řidič, byly použity dva třísosé piezoelektrické akcelerometry (B&K 4321). Jeden akcelerometr byl zapuštěn v centru tvrdé gumy disku (průměr 250 mm) a byl umístěn pod probandovou hýždí, jak je znázorněno na obrázku 23a. Další byl umístěn na středu lopatky probandových zad za použití účelově vyrobeného bederního postroje obrázek 23b a další na hlavě subjektu obrázek 23c.

a) sedadlo b) záda c) hlava

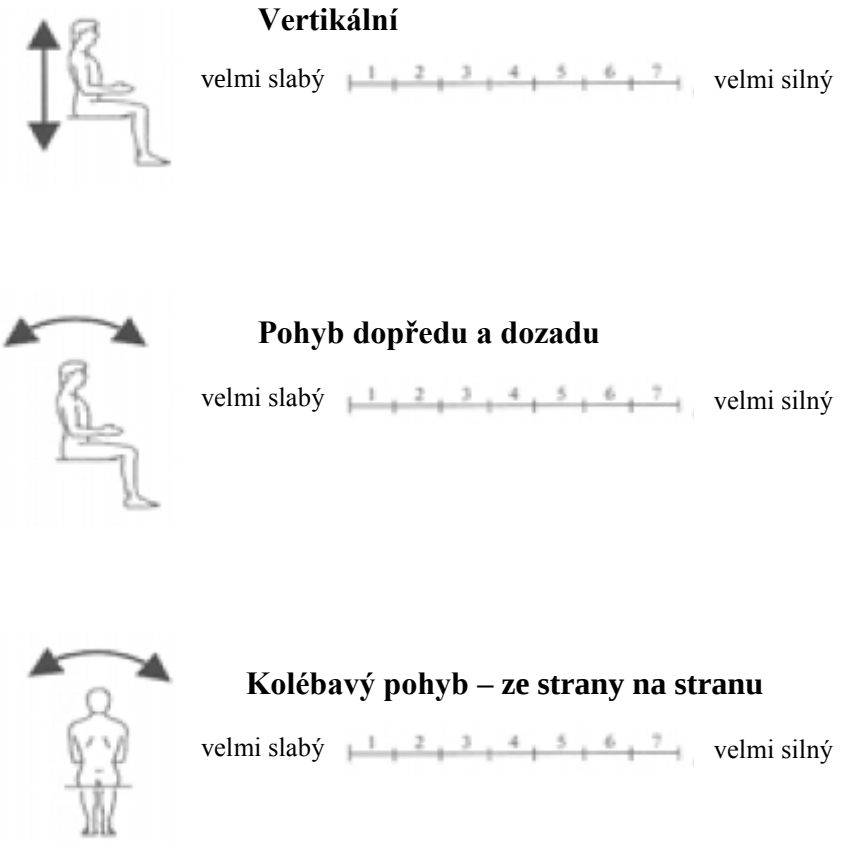
Obrázek 23 Umístění akcelerometrů [38]

Pro posouzení diskomfortu a vnímaného pohybu byl sestaven dotazník. Hodnocení se skládalo ze dvou částí – první část byla tvořena otázkami, týkajících se vibračního diskomfortu a druhá se skládala z otázek ohledně vnímání subjektu vibračních pohybů. Vibrační škála viz obrázek 29.

Prosím ohodnoťte, jakou máte zkušenost s nepohodlím způsobeným vibracemi, když přejíždíte přes překážku a označte vaši odpověď na úsečce.



Prosím ohodnoťte, jak moc pociťujete vibrační pohyb, když přejíždíte přes překážku a označte vaši odpověď na úsečce.

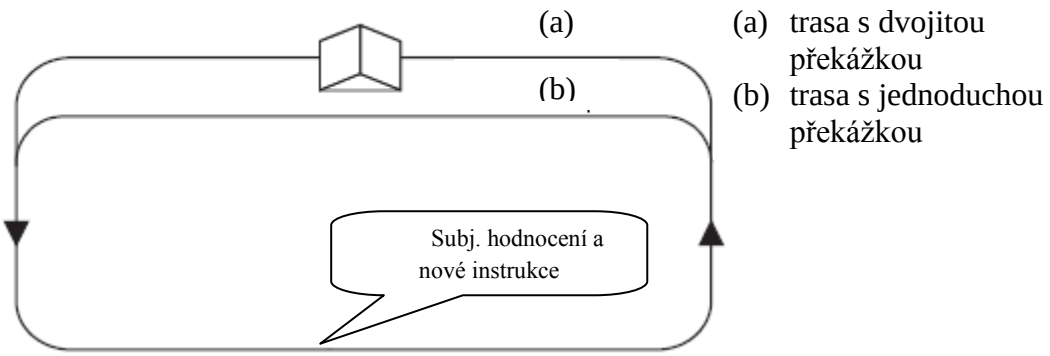


Obrázek 24 Dotazník - Stupnice hodnocení pro vnímané vibrační nepohodlí a pohyb [38]

Regiony do dotazníku byly vybrány podle dřívější studie řidičů vysokozdvižných vozíků během normální pracovní doby [41] a na základě epidemiologických údajů [42] a jejich výsledek byl lokalizován u krku a v bederní oblasti.

Výzkumu se zúčastnili muži ve věku 28 – 60 let (průměr 43,4), výška 172 – 187 cm (průměr = 179,1), váha 68 – 103 kg (průměr = 85,1).

Každý účastník provedl 16 zkušebních jízd. Čas na dokončení všech zkušebních jízd byl 45 min pro každého probanda. 4 probandi byli testováni 1. den, 6 účastníků druhý den. Vozík byl řízen na 160m dlouhé asfaltové trati s jedním párem překážek. Rozměr překážky byl 53 mm výška, 0,8 m šířka, 2 m délka, sklon 3° na obou stranách. Překážka byla vyrobena z 20 mm silného ocelového plechu, průhyb překážky může být tudíž zanedbán. Rozvržení stopy viz obrázek 25.



Obrázek 25 Schéma uspořádání zkušební dráhy [38]

Při jednoduchém překážkovém testu musel jet řidič po trase B a při dvou překážkách běžel test po trase A.

Po absolvování zkušební jízdy uvedl proband subjektivní hodnocení a dostal instrukce pro další test.

Jednotlivé výsledky ukázaly téměř v každém případě překročení poměrů. Korelace vibračního měření a hodnocení komfortu se vypočítá pomocí osobního výsledku okamžiku stejně jako korelace a determinace (r^2). Korelace byly vypočítány pro jednoosy a pro multiosy (3 translační osy a 2 rotační osy na sedadle). Celkové MTVV (maximální přechodné dávky vibrací) určené z měření vibrací ve třech translačních osách (x,y,z) a dvou rotačních osách (sklon, rotace) se vypočítá následovně:

$$MTVV_{overall} = \max\left[\left(\begin{array}{l} k_x^2\, a_{wx}^2(to) + k_y^2\, a_{wy}^2(to) + \\ k_z^2\, a_{wz}^2(to) + k_r^2\, a_{wr}^2(to) + k_p^2\, a_{wp}^2(to) \end{array}\right)^{\frac{1}{2}}\right] \qquad [2]$$

Kde a_{wx} *(to)* a_{wy} *(to),* a_{wz} *(to),* a_{vr} *(to),* a_{wp} *(to)* jsou okamžitá frekvenčně vážená zrychlení se zřetelem na translační osy x,y,z a rotační osy r_x (rotace), r_y (sklon) v tomto pořadí a vynásobené činitelé k_x, k_y, k_z jsou 1, k_r je 0,63 m/rad, a k_p je 0,4 m/rad. A celkové VDV se vypočítá následujícím způsobem:

$$VDV_{overall} = \left[k_x^4\, vdv_x^4 + k_y^4\, vdv_y^4 + k_z^4\, vdv_z^4 + k_r^4\, vdv_r^4 + k_p^4\, vdv_p^4\right]^{\frac{1}{4}}$$

kde vdv_x, vdv_y, vdv_z, vdv_r, vdv_p jsou vibrační dávky respektující translační osy x,y,z a rotační osy r_x (rotace), r_y (sklon) v tomto pořadí.

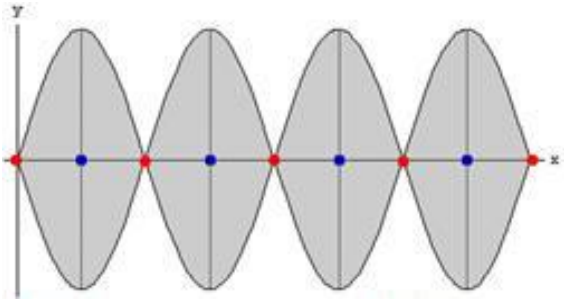
Výsledky VDV ukazují, že držení těla má významný vliv na horizontální pohyby těla. Rovný sed jeví nižší vibrační hodnoty než sedět rovně proti opěradlu. Zatímco sezení proti opěradlu, některé z vertikálních pohybů opěradla byly přenášeny na další vstup horizontálního pohybu do horní části těla kvůli kontaktu těla s opěrkou zad. V MTVV jsou rozdíly významně velké pouze v případě vysoké rychlosti. Měření vibrací ve vertikálním směru od hlavy ukazuje na interakci mezi designem sedadla a rychlostí a designem sedadla a překážkou pro obě analýzy.

2.2. Teoretický rozbor metody

Vzhledem k tomu, že při metodě buzení kmitů zad metodou TVS, která tvoří experimentální bázi této práce, vzniká na páteři stojaté vlnění, zařazujeme následující kapitolu, která toto vlnění popisuje.

2.2.1. Stojaté vlnění

Stojaté vlnění vzniká skládáním dvou proti sobě jdoucích postupných vlnění stejných parametrů. Toto vlnění je v řadě bodů (představovaných např. napjatou strunou) charakterizováno body se stále stejnou výchylkou. Body s trvale největší výchylkou se nazývají *kmitny*, body s trvale nulovou výchylkou se nazývají *uzly*. Stojaté vlnění pružných těles se nazývá *chvění* a je nejčastějším zdrojem zvuku a fyzikálním základem hudebních nástrojů [44].



● uzel ● kmitna

Obrázek 26 Graf stojatého vlnění [45]

Matematický popis stojatého vlnění lze učinit následující funkcí:

$$y = 2y_m \sin 2\pi \frac{t}{T} \cos 2\pi \frac{x}{\lambda} \qquad [4]$$

kde: y – okamžitá výchylka

t – čas

T – perioda

y_m – počáteční výchylka

λ – vlnová délka

x – vzdálenost od počátku

Zásadní rozdíl mezi postupným a stojatým vlněním:

- Při *postupném vlnění* kmitají všechny body se stejnou amplitudou, ale různou fází. Fáze se šíří rychlostí $\vec{v}$, která se také označuje jako fázová rychlost. Postupným vlněním se přenáší energie.
- Při *stojatém vlnění* kmitají všechny body mezi dvěma uzly se stejnou fází, ale různou amplitudou výchylky (závislé na poloze bodu). Energie se nepřenáší, pouze se mění potenciální energie pružnosti v kinetickou a naopak [44].

2.2.2. Kmitání způsobené silou pružnosti

Vlastnosti mechanického oscilátoru, který realizujeme závažím zavěšeným na pružině, jsou dány hmotností tohoto tělesa m a tuhostí pružiny k. Zavěsíme-li na pružinu délky l_0 závaží o hmotnosti m, začne působit na pružinu síla, která je úměrná prodloužení pružiny Δl. Konstantou úměrnosti je tuhost pružiny k definovaná vztahem:

$$k = \frac{F}{\Delta l} \qquad [\mathrm{k}] = \mathrm{N \cdot m^{-1}} \qquad [5]$$

V rovnovážné poloze na pružinu se závažím působí síla pružnosti F_p o velikosti:

$F_p = k\Delta l$ a síla tíhová $\vec{F_G}$, která má stejnou velikost, ale opačný směr.

Tudíž $m \cdot g = k\Delta l$.

Síla pružnosti se snaží vrátit pružinu do původního nedeformovaného stavu (ještě před zavěšením závaží). Po zavěšení závaží na pružinu míří síla pružnosti tedy vždy směrem vzhůru. Uvedeme-li oscilátor do kmitavého pohybu, tíhová síla je stálá (má stejnou velikost i směr). Mění se ale velikost síly pružnosti, protože se neustále mění výchylka tělesa zavěšeného na pružině. Pro výslednou sílu $\vec{F}$ platí: $\vec{F} = \vec{F_p} + \vec{F_G}$

Pro velikost této síly lze psát: $F = F_G - F_p = mg - k\left(\Delta l + y\right) = -ky$

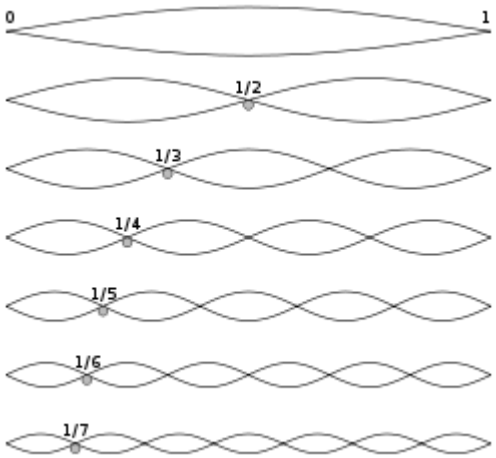
Síla $\vec{F}$ působící na mechanický oscilátor směřuje stále do rovnovážné polohy a je příčinou kmitavého pohybu. Harmonické kmitání je nejjednodušší periodický pohyb. Harmonickým nazýváme kmitavý pohyb, jehož časový diagram má sinusový průběh [45].

Frekvence kmitání pružiny je dána výrazem:

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad [6]$$

2.2.3. Flažolety

Reálné objekty často nekmitají na jediné tzv. základní frekvenci, ale i na jejích celočíselných násobcích.



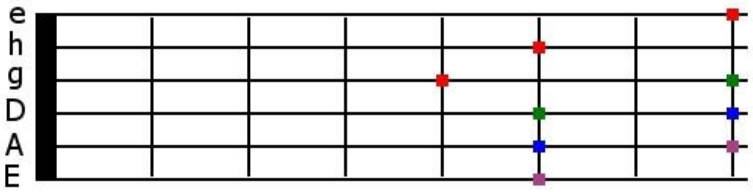
Obrázek 27 Různé harmonické frekvence (flažolety) vznikají za vzniku nových kmiten a uzlů

Jak vidíme na obrázku 27 je harmonická frekvence dána počtem uzlů na kmitajícím tělese, např. struně. Zatímco vlastní kmity pružiny jsou dány kmitočty f_n vlastních rezonančních kmitů struny dány výrazem:

$$f_n = \frac{n}{2\,l}\sqrt{\frac{F}{\mu}} \qquad [7]$$

kde: *n* - celé kladné číslo, které udává řád kmitu, tzv. vyšší harmonické frekvence, *l* - délka struny, *F* = síla napínající strunu, *μ* = hmotnost délkové jednotky struny, hmotnost délkové jednotky struny.

Kromě této základní frekvence je však možné vytvořit i takzvané flažolety, neboli harmonické frekvence, např. tak, že před drknutím o strunu se mírně dotýkáme strun nad některými pražci kytary a vytvoříme tím tzv. uzly a znásobíme tak vznikající frekvenci viz obrázek č. 28.



Obrázek 28 Ukázka principu flažoletu na strunách kytary

2.2.4. Tlumené kmity

Vzhledem k tomu, že páteř je obklopena viskózním materiálem se silným vnitřním třením a navíc je složena z komponent pro tlumení kmitů přímo určených, tj. plotének, je potřeba vždy kmity páteře popisovat jako nucené tlumené kmity.

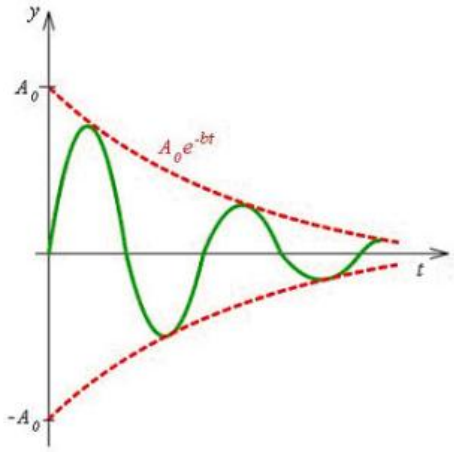
Část energie se u všech mechanických pohybů přeměňuje vlivem tření a odporu prostředí na teplo a není tedy vždy využita. V tom případě se velikosti po sobě jdoucích amplitud zmenšují a kmitající soustava koná *tlumené kmity*. Při menších rychlostech působí proti pohybu tlumící síla (síla odporu prostředí). Je úměrná rychlosti, kde koeficientem úměrnosti je koeficient odporu prostředí *R*. Tato síla působí proti pohybu, proto ji zapisujeme ve tvaru $F_t = -Rv$. V neodporujícím prostředí kmitá těleso s frekvencí f a periodou T. Po vložení do odporujícího prostředí se pohyb zpomalí, perioda T se prodlouží a frekvence f se zkrátí. Těleso bude kmitat s periodou T_t a frekvencí f_t tlumených kmitů.

Při kmitavém pohybu v odporujícím prostředí působí na hmotný bod dvě síly:

1. síla pružnosti $\boldsymbol{F}_p = -k\,y$, kde k = tuhost pružiny a y = okamžitá výchylka
2. tlumící síla $\boldsymbol{Ft} = -\,R\,v$, kde R = koeficient odporu prostředí a v = rychlost

Jednotkou konstanty k je kg.s $^{-2}$, jednotkou konstanty R je kg.s $^{-1}$.

Výsledná síla, která hmotnému bodu uděluje zrychlení je rovna jejich vektorovému součtu $F = F_p + F_t$



Obrázek 29 Graf tlumeného kmitání [46]

2.2.5. Zázněje

Zvláštní případ složeného kmitání nastává, když mají složky y_1 a y_2 blízké frekvence. Najdeme rovnici výsledného kmitání za předpokladu, že amplitudy y_m obou složek a počáteční fáze jsou stejné. Předpokládejme, že pro úhlové frekvence ω_1 a ω_2 platí následující vztah:

$\omega_1 = \omega - \Delta\omega$ a $\omega_2 = \omega + \Delta\omega$, přičemž $\Delta\omega << \omega$.

Pak jsou složky popsány rovnicemi:

$$y_1 = y_m \cdot \sin(\omega_1 t);\ y_2 = y_m \cdot \sin(\omega_2 t)$$

Použitím vzorce pro součet funkcí sinus dostaneme pro složené kmitání rovnici:

$$y_1 = 2y_m \cdot \cos(\Delta\omega\, t) \cdot \sin(\omega\, t)$$

Při tomto zvláštním druhu složeného kmitání vznikají *rázy*. Rázy mají periodu T, která je reciprokou funkcí rozdílu frekvencí složek:

$$f = 1/T = (\omega_2 - \omega_1)/2\Pi = f_2 - f_1 \qquad [8]$$

$$A_v(\omega_v) = \frac{F_o}{m\left[\left(\omega^2 - \omega_v^2\right)^2 + 4b^2\omega_v^2\right]^{\frac{1}{2}}} \quad [9]$$

kde: m – kmitající hmota,

ω_v – úhlová frekvence,

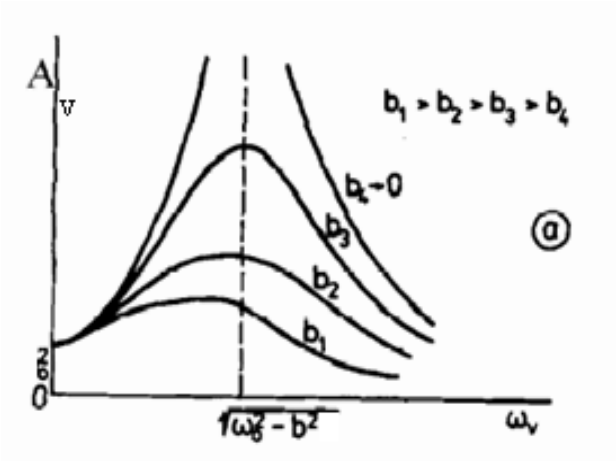
ω – resonanční úhlová frekvence

b – útlumový koeficient

A_v – amplituda kmitu

F_0 – budící síla

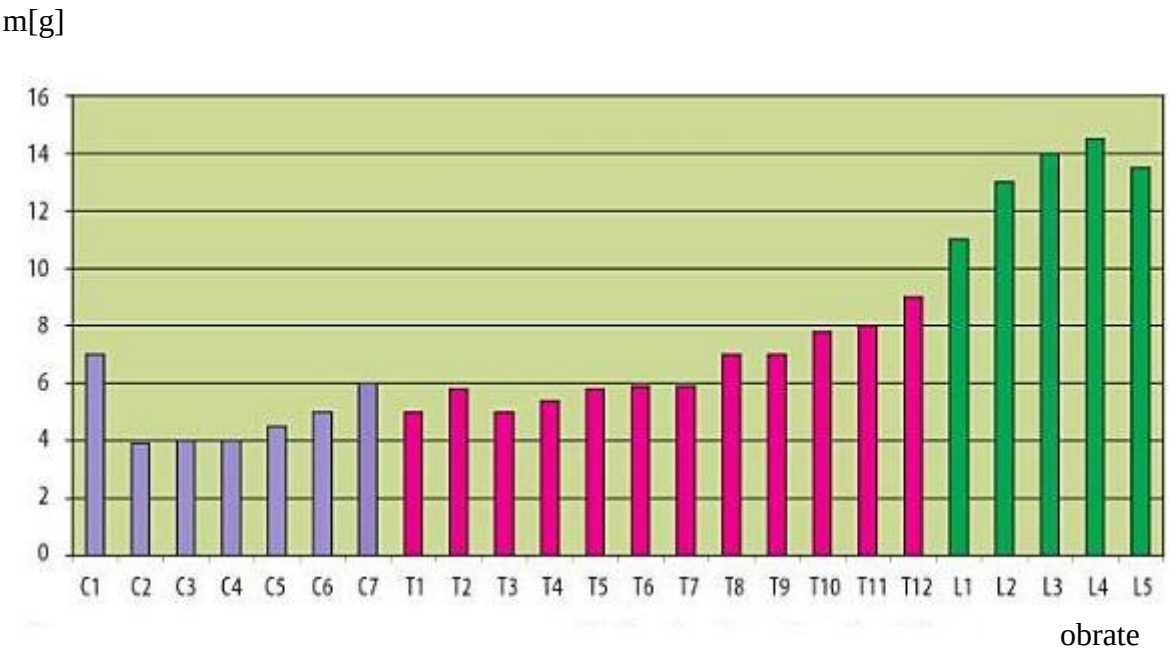
V následujícím obrázku jsou zobrazeny frekvenční amplitudové charakteristiky kmitů s různým útlumem *b*. Můžeme vidět, že se amplitudové maximum se zvyšujícím tlumením posouvá směrem k nižším hodnotám a nenachází se na hodnotě netlumené resonanční frekvence, ale pod ní. Přesněji na hodnotě $\sqrt{\omega_0^2 - b^2}$ [46].



Obrázek 30 *Frekvenční amplitudové spektrum pro různé útlumové koeficienty* b (ß [45]

2.2.6. Mechanické vlastnosti páteře

Podíváme-li se na páteř z mechanického hlediska, je možné ji v hrubých rysech charakterizovat několika materiálovými parametry charakterizujícími viskoelastické vlastnosti jejích jednotlivých komponent, viz tabulka 6. Dalším charakteristickým prvkem pro popis mechanického modelu páteře jsou její fyzické rozměry a hmotnosti jednotlivých komponent, neboť ze vzorce [6] plyne, že rezonanční frekvence jsou závislé na kmitající hmotě. Hmotnost jednotlivých obratlů lidské páteře je zobrazena na obrázku číslo 31.



Obrázek 31 Hmotnost obratlů – suchá hmotnost kompletního obratle (muž o výšce 175 cm, hmotnosti 70 kg, věk 30 let) [47]

		Jougův modul pružnosti [MPa]	Poissonův poměr [1]	Dynamická viskozita [Pa.s]
Obratel	kompakta	16100	0,25	*
	spongióza	75	0,25	*
Ploténka	nucleus pulposus	1000	0,4	ohyb 100
	anullus fibrosus	24,3	0,45	krut 700
	celek	0,074	0,5	1,47

Tabulka 6 Materiálové parametry charakterizující viskoelastické vlastnosti jednotlivých komponent axiálního systému, [49] kromě celku ploténky a dynamické viskozity obratle a ploténky [48]
pozn. * viskozita kosti se mění v závislosti na obsahu vody a živin a bývá o 3 – 4 řády vyšší než u chrupavky

3. CÍLE A ÚKOLY PRÁCE, HYPOTÉZY

Cíl práce: Vývoj a odzkoušení metody pro určení změn mechanických parametrů dálkových profesionálních řidičů. Cílem je tedy navrhnout a odzkoušet postup klinického a fyzikálního vyšetření, citlivého ke změnám, ke kterým dochází vlivem vibračního i statického zatížení při řízení kamionu. V této práci se pokusíme zodpovědět otázku, které mechanické parametry páteře, měřitelné např. metodou TVS, jsou na tolik na tolik ovlivněny rozdílnosti stavů páteře u řidičů kamionu, aby byly jednoznačně a objektivně detekovatelné dostupnými metodami. Současně s tím navrhnout postup klinického a fotografického vyšetření, jehož výsledky bude možné korelovat s objektivními nálezy fyzikálních metod.

Řešené otázky:

- Definování vybraných kvantitativních identifikátorů vlastností axiálního systému.
- Pomocí kvantitativních identifikátorů stanovení kvalitativních změn axiálního systému v důsledku zatížení.

Hypotéza:

Při řízení kamionu dochází k ovlivnění stavu páteře, které je měřitelné dostupnými fyzikálními metodami.

H0 Předpokládá se, že se změní útlumové charakteristiky axiálního systému.

4. METODIKA PRÁCE

Experiment byl proveden se souhlasem Etické komise UK FTVS, viz příloha 1. Vyšetřovaný subjekt byl seznámen s průběhem vyšetření a následně stvrdil svůj souhlas podpisem informovaného souhlasu (vzor viz příloha 2).

4.1. Metoda TVS

Princip metody TVS (Transver Vibrafon trough the Spine) spočívá v synchronním snímání kmitů šířených páteří. V této metodě vyšetřovaná osoba leží na břiše na antidekubitní podložce na kompozitním lůžku širokopásmově tlumícím vibrace.

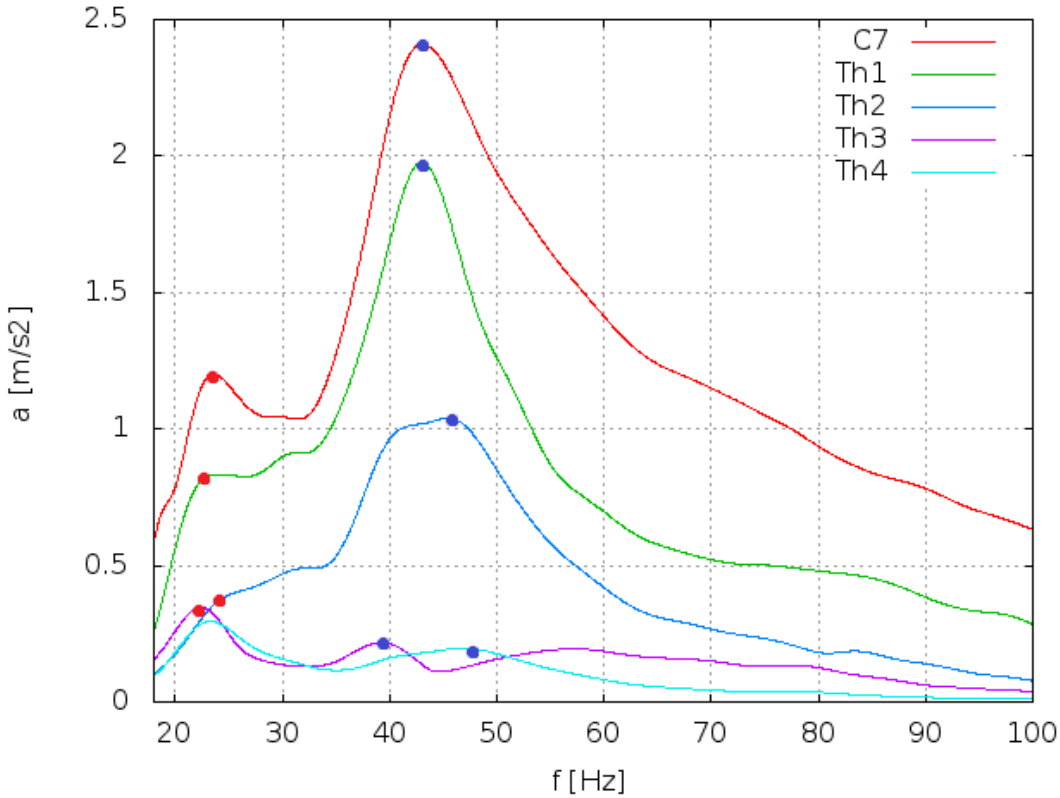
Obrázek 32 Kontrola průběhu měření metodou TVS profesorem F. Maršíkem

Na páteřní výběžky od C7 do S1 jsou upevněny jednoosé akcelerometry měřící dorzoventrální zrychlení. Na C7 či L5 je silou 10 N přitlačen vibrační budič, který je schopen pracovat ve dvou režimech. A to buď v režimu pulzním, kdy budí páteřní kmity δ pulsem (resp. pulzem Gaussovského tvaru o pološířce 5 ms) nebo vytváří harmonické

buzení frekvencí spojitě se měnících od 5 do 160 Hz. Amplitudy zrychlení jsou pro všechny frekvence i pulzní buzení pod 1 G. Budič je dále opatřen tenzometrem, čímž je umožněno určení mechanické impedance buzených obratlů. Data akcelerometru jsou snímána AD (analog digitálním) převodníkem a zaznamenána do databáze.

Data jsou dále zpracovávána pro účely této práce následovně. Pro danou právě buzenou frekvenci je určena amplituda a fáze kmitů pro každý z 20 obratlů. Údaje o amplitudě jsou v závislosti na frekvenci vynášeny do grafů, viz obrázek 33. Z grafů tohoto typu je možné identifikovat kmitny a nulové body pro všechny resonanční frekvence daného páteřního úseku. Ze získaných amplitudových dat je rovněž účelné vynášet poměry amplitud, viz obrázek 41. mezi jednotlivými vybranými obratli a stanovit tak páteřní útlum a resonanční kmitočet daného úseku.

Z takto získaných resonančních frekvencí a útlumů lze stanovit fyziologický stav daného úseku páteře. Ze vztahů [6] a [7] můžeme usoudit, že pokud se tuhost *k* zvýší fyziologickými procesy (únavou) na čtyřnásobek, posune se resonanční peak jen na dvojnásobek. Neboli posune-li se resonanční peak o jednu desetinu, znamená to změnu tuhosti téměř o 20%.



Obrázek 33 Velikosti amplitud kmitů na jednotlivých obratlích v závislosti na frekvenci. Na každé křivce byla nalezena poloha primárního a sekundárního peaku. Výsledky viz tabulka 8. Maxima primárních peaků jsou označena v grafu červenými tečkami, vrcholy sekundárních peaků modrými.

V každé ploténce se při šíření vibrací páteří z jednoho konce na druhý ztratí (resp. je absorbováno) přibližně stejné procento mechanickém energie [50]. Kolik procent energie je v každém obratli absorbováno snadno zjistíme z grafu závislosti velikosti maxim peaků (zjištěných z grafů typu obr. 33) v závislosti na pořadí obratle. Získáváme tak graf typu viz obr. 36. Útlum má tedy jednoznačně exponenciální charakter a je proto výhodné vynést svislou osu v logaritmické škále. Výsledný graf poté proložit přímkou jak je tomu např. na obrázku 37. Hledaným parametrem útlumu (*b)* je koeficient úměrnosti této přímky. Množství energie, kterou ploténka propouští, pak z tohoto koeficientu určíme jako

$$U = e^{b} \qquad [10]$$

Celkový útlum páteře je tedy za výše uvedeného předpokladu, který ovšem bývá dobře splněn, tj. že útlum v každé ploténce daného subjektu v daném stavu je přibližně stejný. Lze říci, že celkový útlum páteře je roven $U_c = U^{23}$, pokud je počet plotének měřeného subjektu roven 23.

4.2. Rozbor páteřní morfologie

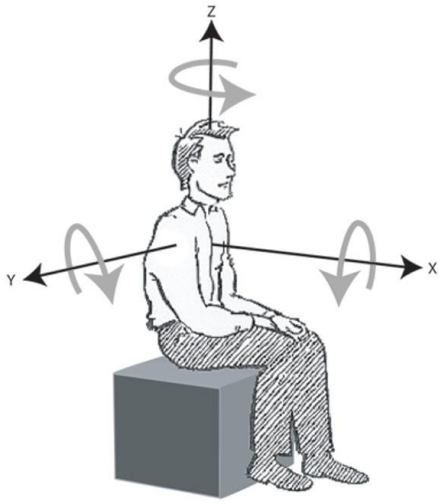
Pro porovnání a rozbor naměřených výsledků byla provedena kromě jiného následující morfologická analýza tvaru páteře zkoumaného subjektu. Osoba byla vyfocena ve vzpřímené poloze s osou fotoaparátu kolmou na rovinu zad, umístěnou přibližně v polovině výšky měřené osoby. Fotografie byla následně analyzována v počítači, byla určena tečná natočení v sagitální rovině viditelných obratlů, viz obr. 43. Podobným způsobem byly odečítáním příslušných úhlů naměřených na snímcích zboku, při maximálním vyhrbení, viz obrázek 42. Získané odečtené úhly volního stoje a maximálního rozsahu pohybu jednotlivých obratlů jsou v tabulce č. 10.

4.3. Měření vibrační expozice řidiče

K naměření vibrační expozice, které byl řidič vystaven, byly použity 3 akcelerometry. Dva tříosé (MMF KS 94s rozsahem ± 50g), jeden z nich mezi sedadlem a hýžděmi řidiče, druhý na krku řidiče (C7), ze kterého byly použity ale jen dvě osy – vertikální a horizontální. A jeden jednoosý akcelerometr (SMS typ MH 118 ± 120g) na kostře automobilu pod sedadlem řidiče.

Pro zhodnocení vibrační zátěže byla vybrána pouze data ze tříosého akcelerometru, který měřil zrychlení na sedadle kamionu (vzhledem k normě ISO 2631-1).

Dále byla použita měřící stanice DEVETRON, software DEVESOFT 7, zesilovače DEVETRON DAQP CHARGE A a AD převodník National Instrument NI USB 6251.



Obrázek 34 Působení jednotlivých os zrychlení na řidiče v osách x,y,z [1]

Dle normy ISO 2631-1 jsou považovány vibrační frekvence v rozmezí 0,5 - 80 Hz pro zdraví, pohodlí a percepci a rozmezí 0,1 Hz – 0,5 Hz pro pohybové onemocnění.

Záznam zrychlení z akcelerometru v jednotkách $m \cdot s^{-2}$ byl převeden metodou r.m.s. (*root mean square*), výpočtem odmocniny z integrálu druhé mocniny veličiny v čase, následně byla provedena rychlá Fourierova transformace (FFT). Výsledky byly zpracovány v systému Originpro 8.5 a v MS Excel. Expozice vibracím byla naměřena na dálnici a na úseku silnice 1. třídy.

Vibrační rozsah je definován jako maximum přechodných vibračních hodnot stejně jako maximum v čase $a_w(t_0)$ definován vzorcem:

$$a_W(t_0) = \left\{ \frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_W(t)]^2 \, dt \right\}^{\frac{1}{2}}$$

[]

kde: $a_w^{(t)}$ - okamžité frekvenčně vážené zrychlení

τ - integrační čas pro klouzavý průměr

t - čas (integračně proměnný)

t_0 - čas pozorování (integrační doba)

Tato operace byla provedena zároveň s FFT v programu OriginPro 8.5.

Celkové vážené zrychlení musí být určeno v souladu s následující rovnicí nebo jeho digitální ekvivalent v čase nebo frekvenční oblasti

$$a_W = \left[\sum_i (W_i a_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$ [11]

kde a_w – frekvenčně vážené zrychlení

W_i – vážený faktor pro i jedné třetiny oktávy

a_i - r.m.s. zrychlení pro i jedné třetiny oktávy

Vzhledem k pilotnímu významu této studie byla měření prováděna pouze na jednom subjektu, nicméně statistická hodnocení byla provedena a to hodnocením korelačního koeficientu při stanovení korelace naměřených grafů dat s přímkou, viz např. obrázek 37.

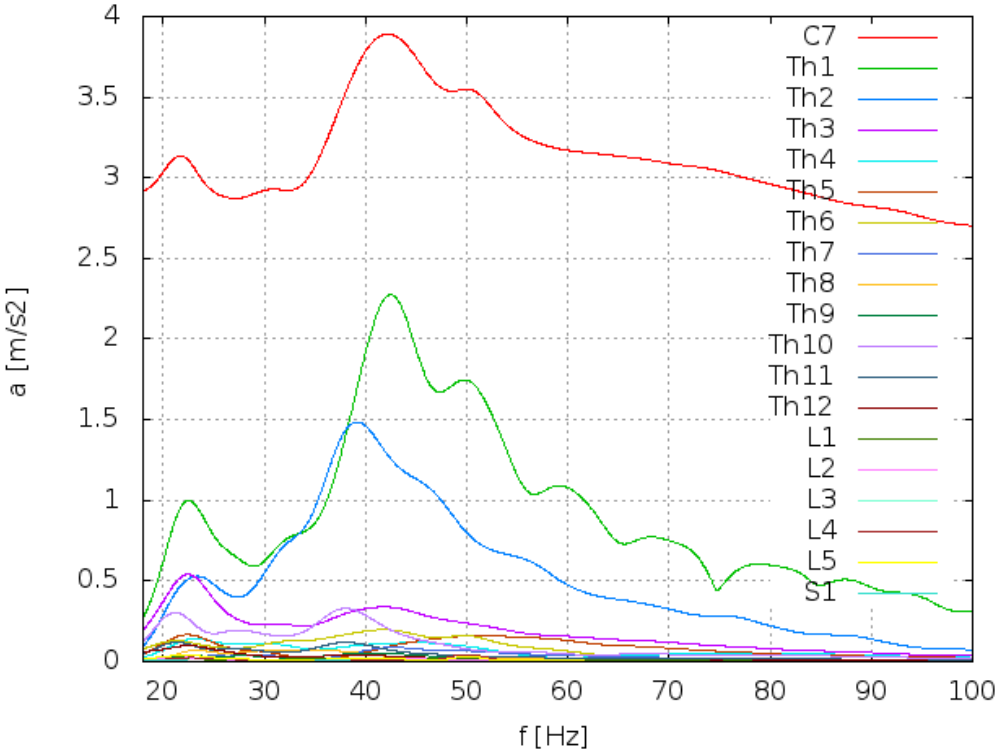
Korelační koeficienty pro všechny analyzované případy vychází v rozmezí 0,74 – 0,78, což značí silnou korelaci experimentálních dat s přímkou.

5. Výsledky

Naměřené fyzické parametry zkoumaného subjektu		
hmotnost [kg]	110	
výška [m]	178	
BMI	34,7	
věk [roky]	31	
Zátěžová anamnéza		
počet ujetých kilometrů	při experimentu	360
	za poslední rok	115 000
	za celý život	1 490 000

Tabulka 7 Mechanické parametry subjektu

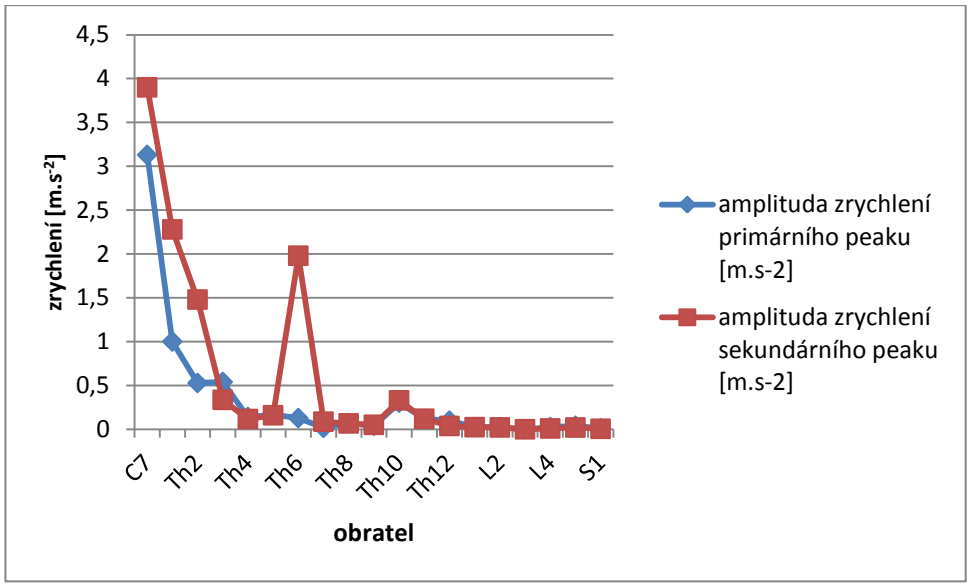
5.1. Výsledky měření metodou TVS



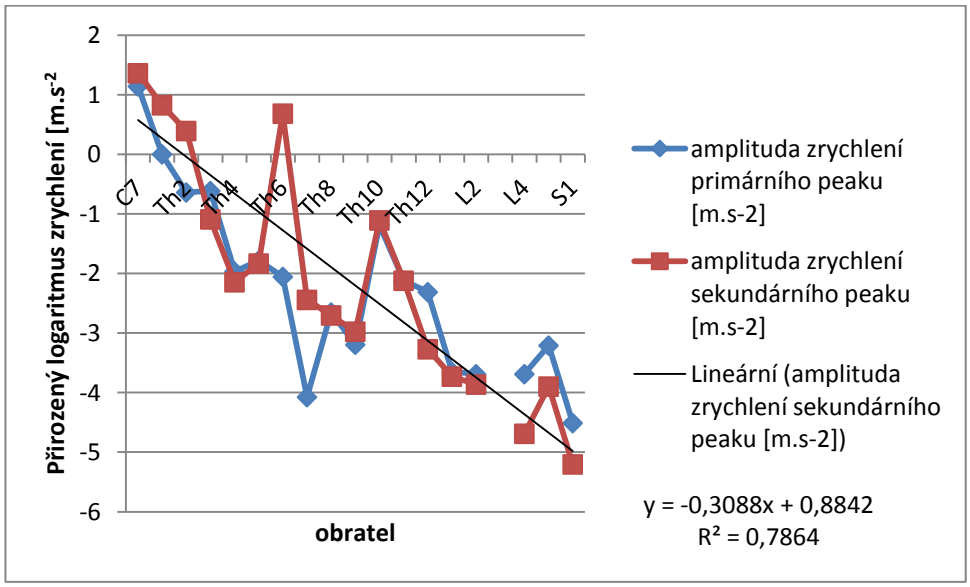
Obrázek 35 Amplitudově-frekvenční charakteristika, tedy průběhy zrychlení na jednotlivých obratlích, odpovídající daným frekvencím. Hodnoty jsou naměřeny před jízdou řidiče a jsou získány při buzení z obratle C7.

Obratel	frekvence primárního peaku [Hz]	amplituda zrychlení primárního peaku [m.s^{-2}]	frekvence sekundárního peaku [Hz]	amplituda zrychlení sekundárního peaku [m.s^{-2}]
C7	21,72	3,13	42,10	3,9
Th1	22,48	1,001	42,5	2,28
Th2	23,29	0,528	38,96	1,48
Th3	22,39	0,54	41,16	0,3359
Th4	22,9	0,14	44,74	0,117
Th5	22,48	0,168	50,96	0,16
Th6	21,24	0,128	41,75	1,98
Th7	22,9	0,017	42,6	0,087
Th8	23,13	0,0704	36,89	0,067
Th9	22,32	0,041	40,49	0,051
Th10	21,10	0,304	38,06	0,33
Th11	21,38	0,12	37,97	0,12
Th12	22,54	0,099	37,79	0,038
L1	21,74	0,026	42,34	0,024
L2	22,23	0,025	41,30	0,021
L3	-	-	-	-
L4	22,68	0,025	38,15	0,0092
L5	22,14	0,0404	39,19	0,0203
S1	17,02	0,011	36,84	0,0055

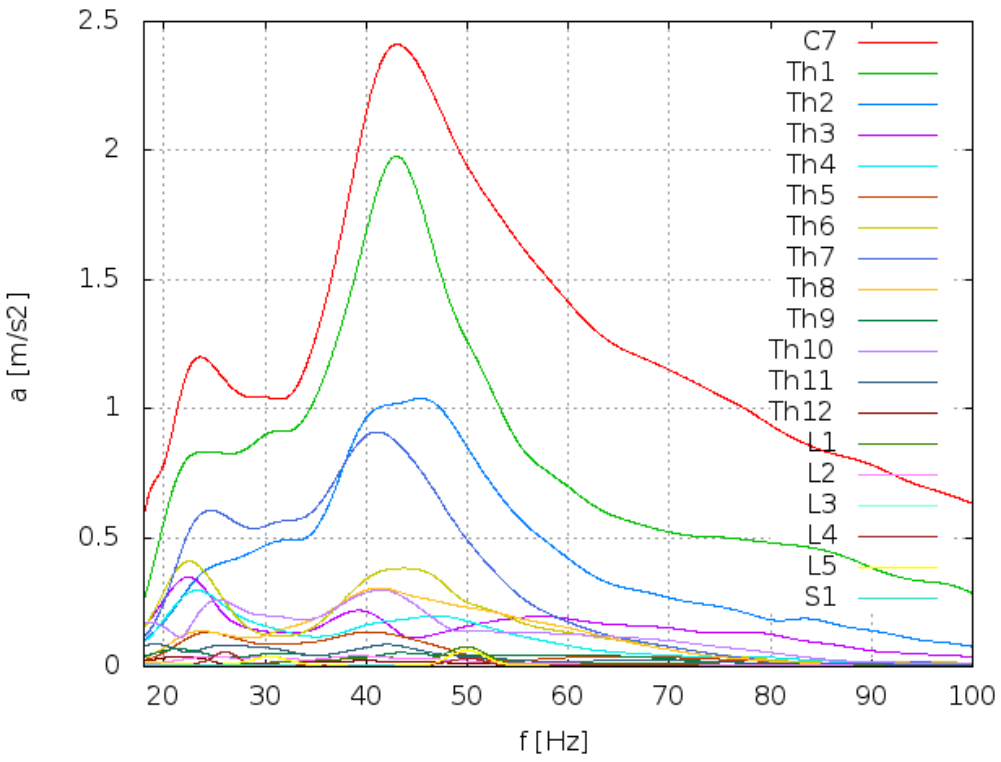
Tabulka 8 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové charakteristiky jednotlivých obratlů. Hodnoty jsou naměřeny před jízdou řidiče a jsou získány při buzení z obratle C7.Grafické znázornění viz obrázek 36 a 37.



Obrázek 36 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové charakteristiky jednotlivých obratlů. Hodnoty jsou naměřeny před jízdou řidiče a jsou získány při buzení z obratle C7. Číselné údaje jsou vzaty z tabulky č. 8.



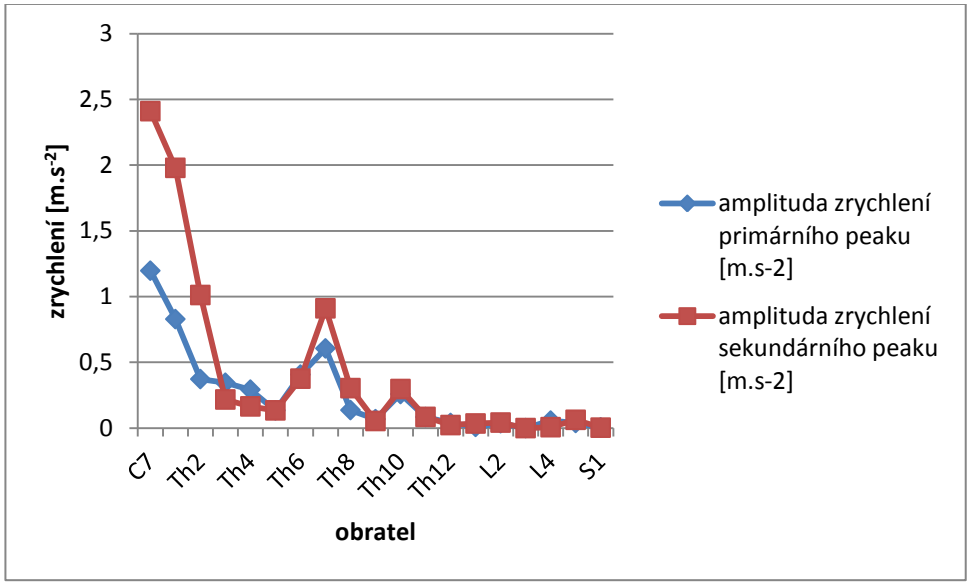
Obrázek 37 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové charakteristiky jednotlivých obratlů. Hodnoty jsou naměřeny před jízdou řidiče a jsou získány při buzení z obratle C7. Číselné údaje jsou vzaty z tabulky č. 8. Svislá osa je vynesena na rozdíl od obr. 36 v logaritmické škále.



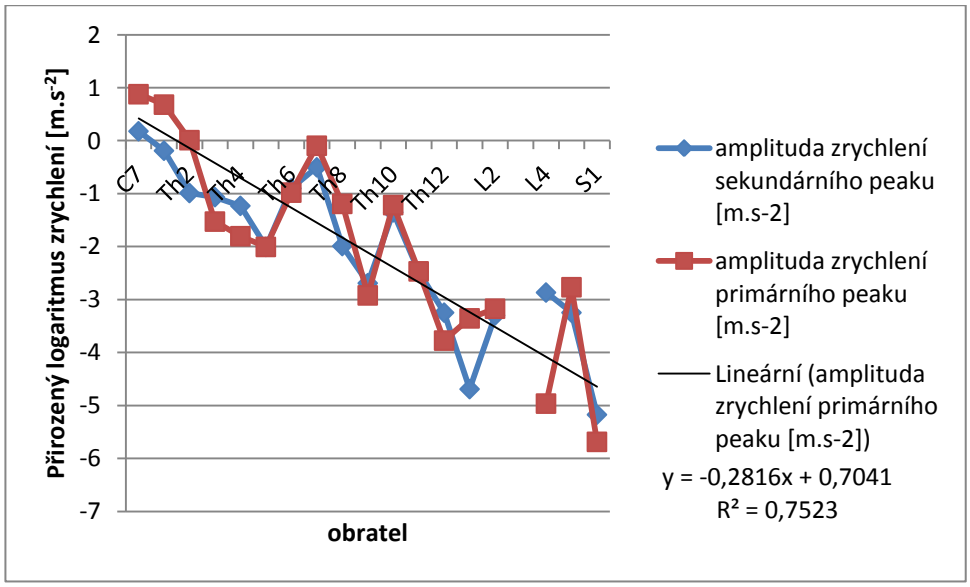
Obrázek 38 Amplitudově-frekvenční charakteristika, tedy průběhy zrychlení na jednotlivých obratlích odpovídající daným frekvencím. Hodnoty jsou naměřeny po jízdě řidiče a jsou získány při buzení z obratle C7.

Obratel	frekvence primárního peaku [Hz]	amplituda zrychlení primárního peaku [m.s^{-2}]	frekvence sekundárního peaku [Hz]	amplituda zrychlení sekundárního peaku [m.s^{-2}]
C7	23,5	1,197	43,00	2,41
Th1	23,06	0,8289	42,95	1,979
Th2	23,91	0,373	41,65	1,012
Th3	22,35	0,345	39,54	0,2175
Th4	23,1	0,2927	40,44	0,165
Th5	24,00	0,1348	40,44	0,1348
Th6	22,4	0,407	42,28	0,376
Th7	24,45	0,606	41,02	0,911
Th8	23,33	0,137	41,07	0,304
Th9	21,50	0,068	43,08	0,054
Th10	25,26	0,259	41,29	0,297
Th11	25,3	0,084	42,01	0,085
Th12	22,21	0,039	39,95	0,023
L1	20,79	0,0092	41,26	0,035
L2	24,48	0,037	39,01	0,042
L3	-	-	-	-
L4	26,1	0,057	41,98	0,007
L5	30,5	0,039	50,00	0,063
S1	23,89	0,00568	40,49	0,0034

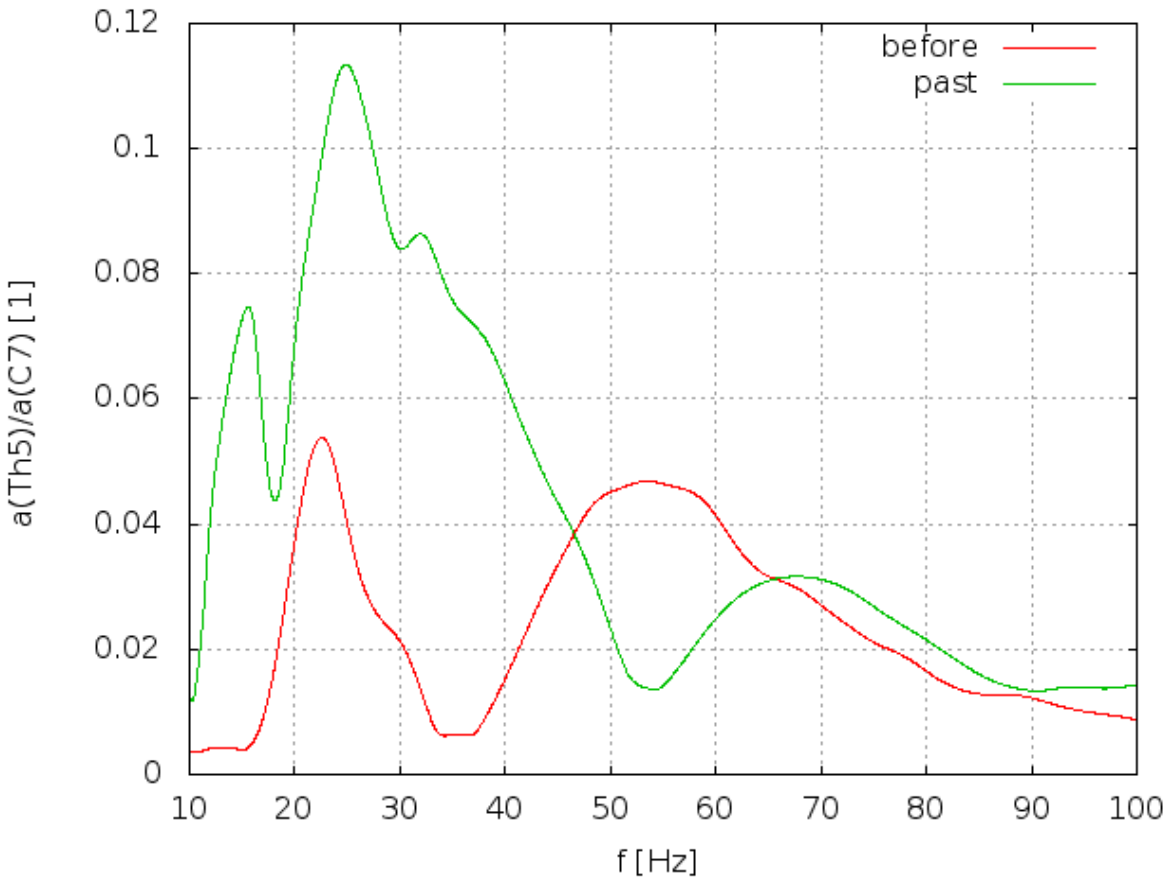
Tabulka 9 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové charakteristiky jednotlivých obratlů. Hodnoty jsou naměřeny po jízdě řidiče a jsou získány při buzení z obratle C7.Grafické znázornění viz obrázek 39 a 40.



Obrázek 39 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové charakteristiky jednotlivých obratlů. Hodnoty jsou naměřeny po jízdě řidiče a jsou získány při buzení z obratle C7. Číselné údaje jsou vzaty z tabulky č. 9.



Obrázek 40 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové charakteristiky jednotlivých obratlů. Hodnoty jsou naměřeny po jízdě řidiče a jsou získány při buzení z obratle C7. Číselné údaje jsou vzaty z tabulky č. 9. Svislá osa je vynesena na rozdíl od obr. 39 v logaritmické škále.



Obrázek 41 Útlumové frekvenční charakteristiky segmentu C7 – Th5 před a po jízdě.

5.2. Výsledky morfologické analýzy zkoumaného subjektu

Obrázek 42 Snímek maximálního ohnutí páteře s vyznačeným odečtem tečného ohybu jednotlivých segmentů. Hodnoty viz tabulka č. 10

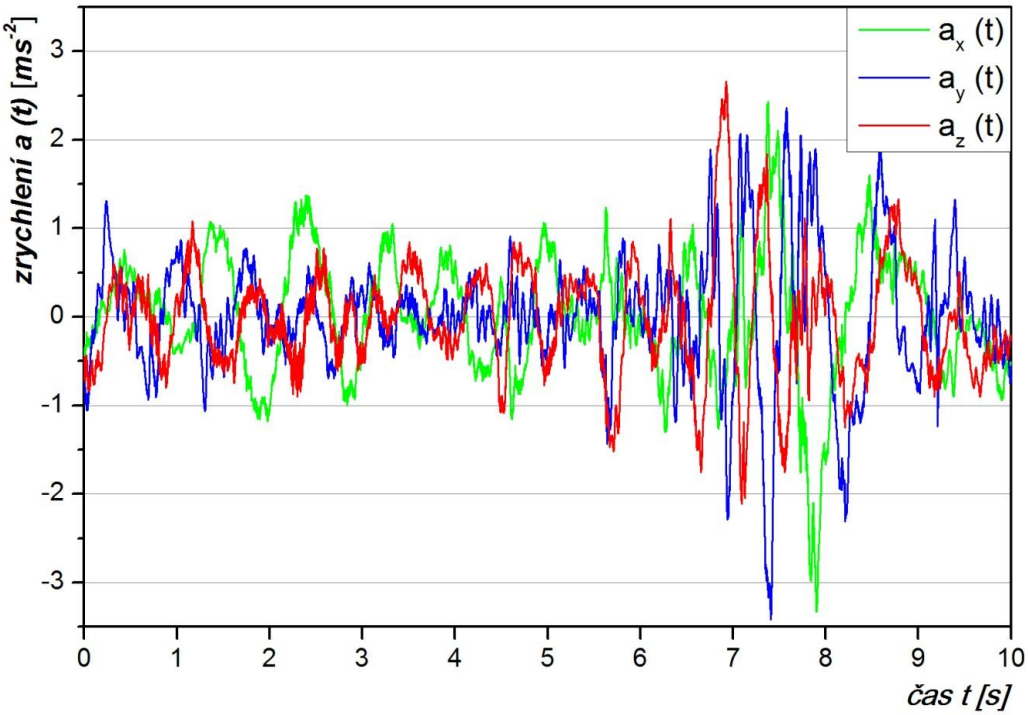
Obrázek 43 Snímek řidiče zezadu s rozměřením úhlů v sagitální rovině – naměřené úhly viz tab. č 10.

Obratel	Úhel ventrodorzální vůči ose těla *	Úhel pravolevý vůči mediální rovině **	Úhlová pohyblivost segmentu (max. – min.) ***
C7	21	10	7
Th1	18	8	6
Th2	17	6	5
Th3	15	7	5
Th4	14	3	4
Th5	13	0	4
Th6	6	-3	4
Th7	1	-6	3
Th8	-5	-8	3
Th9	-12	-4	3
Th10	-19	0	3,5
Th11	-15	4	5
Th12	-17	8	6
L1	-9	7	5
L2	-3	5	3
L3	-1	5	1
L4	15	5	0
L5	24	5	0

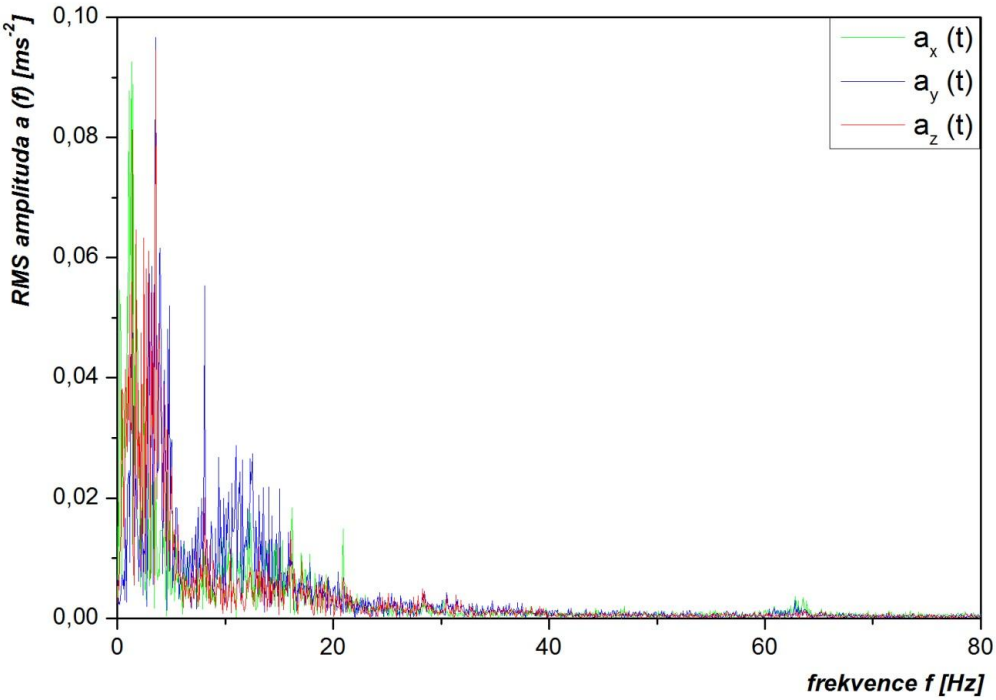
Tabulka 10 Rozbor páteřní morfologie - zpracováno z dokumentačních fotografií – obr. 42, 43 v editoru GIMP

pozn. * Dle boční fotografie zkonstruujeme tečnu k bodu daného obratle a určíme její směrnici, z rozdílu směrnic poté určujeme úhly ohybu. Z rozdílu těchto úhlů určených ze snímků určíme průhyb z bočního snímku ventrodorzální úhlů vůči ose těla, **) Z fotografie stoje zezadu určíme úklon od mediální osy ***) Z maximální extenze a maximální flexe určujeme úhlovou pohyblivost

5.3. Výsledky měřené vibrační expozice řidiče



Obrázek 44 Ukázka části úseku akcelerometry naměřeného vibrační zatížení řidiče kamionu při jízdě po dálnici. Akcelerometr byl umístěn mezi hýžděmi a sedadlem řidiče. a_x, a_y, a_z jsou složky zrychlení do jednotlivých os. Maximální naměřené zrychlení dosahovalo hodnoty 3,8 $m \cdot s^{-2}$, střední cca 0,8 $m \cdot s^{-2}$.

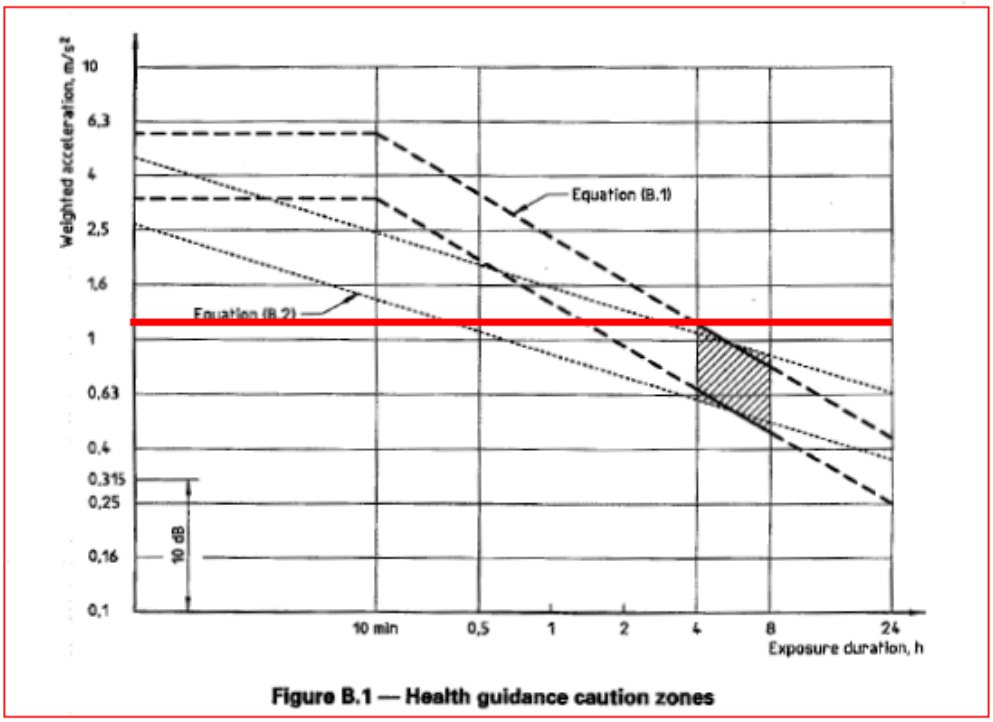


Obrázek 45 Graf frekvenční závislosti r.m.s. amplitudy zrychlení pro jednotlivé osy x, y, z.

frekvence f	w_d	w_k	a_{wx}	a_{wy}	a_{wz}
[Hz]	[-]	[-]	[ms-2]	[ms-2]	[ms-2]
0,10	0,0312	0,0624	0,00231	0,00010	0,00040
0,13	0,0486	0,0973	0,00233	0,00017	0,00091
0,16	0,0790	0,1580	0,00202	0,00030	0,00195
0,20	0,1210	0,2430	0,00733	0,00051	0,00274
0,25	0,1820	0,3650	0,01591	0,00137	0,00496
0,32	0,2630	0,5300	0,02336	0,00422	0,01124
0,40	0,3520	0,7130	0,02471	0,00742	0,01489
0,50	0,4180	0,8530	0,06366	0,01455	0,02686
0,63	0,4590	0,9440	0,09459	0,02616	0,01575
0,80	0,4770	0,9920	0,08962	0,02645	0,02011
1,00	0,4820	1,0110	0,16095	0,06410	0,02153
1,25	0,4840	1,0080	0,10330	0,10277	0,03982
1,60	0,4940	0,9680	0,04633	0,06710	0,03444
2,00	0,5310	0,8900	0,06564	0,04523	0,05240
2,50	0,6310	0,7760	0,01777	0,03696	0,02664
3,15	0,8040	0,6420	0,01233	0,02272	0,03073
4,00	0,9670	0,5120	0,00879	0,02752	0,02936
5,00	1,0390	0,4090	0,00387	0,00917	0,01495
6,30	1,0540	0,3230	0,00225	0,00351	0,00699
8,00	1,0360	0,2530	0,00208	0,00533	0,01048
10,00	0,9880	0,2120	0,00321	0,00110	0,00375
12,50	0,9020	0,1610	0,00040	0,00567	0,00715
16,00	0,7680	0,1250	0,00072	0,00164	0,00881
20,00	0,6360	0,1000	0,00039	0,00041	0,00183
25,00	0,5130	0,0800	0,00013	0,00019	0,00164
31,50	0,4050	0,0632	0,00006	0,00016	0,00078
40,00	0,3140	0,0101	0,00001	0,00002	0,00046
50,00	0,2460	0,0388	0,00003	0,00003	0,00009
63,00	0,1860	0,0295	0,00002	0,00002	0,00012
80,00	0,1320	0,0211	0,00001	0,00002	0,00005
100,00	0,0887	0,0141	0,00001	0,00001	0,00003
125,00	0,0540	0,0086	0,00000	0,00000	0,00006
160,00	0,0285	0,0046	0,00000	0,00000	0,00002
200,00	0,0152	0,0024	0,00000	0,00000	0,00000
250,00	0,0079	0,0013	0,00000	0,00000	0,00000
315,00	0,0040	0,0006	0,00000	0,00000	0,00000
400,00	0,0020	0,0003	0,00000	0,00000	0,00000

Tabulka 11 Tabulka váhových koeficientů a výsledky pro výpočet 1/3 oktávové vážené frekvenční charakteristiky a_{wx}., a_{wy}., a_{wz}. Koeficienty w_k platí pro osu z, koeficienty w_d pak pro osy x a y.

Po provedení všech operací a dosazení do vzorců bylo vypočteno efektivní frekvenčně vážené zrychlení $\mathbf{a_v = 1{,}30\ m.s^{-2}}$.



Obrázek 46 Graf charakterizující denní pracovní expozici vibracím, frekvenčně vážené zrychlení v závislosti na době expozice. Červená čára označuje hodnotu $\mathbf{a_v = 1{,}30\ m.s^{-2}}$.

Z grafu je patrné, že vystavením těla této vibrační zátěži, může vést po 4 hodinách k zdravotním rizikům.

Další charakteristikou vibrační zátěže člověka je její frekvence. Měřením akcelerometry a následnou FFT operací byly zjištěny tyto izolované frekvence pro jednotlivé směry zatížení v osách x, y a z:

f(x)	*f(y)*	*f(z)*
[Hz]	[Hz]	[Hz]
0,23	1,37	1,37
1,06	2,90	1,75
1,30	3,20	2,44
1,45	3,51	2,90
1,68	4,00	3,51
2,44	4,34	4,00
	4,65	4,34
	5,04	4,65
	8,09	5,04
		8,09

Tabulka 12 Významné frekvence objevující se v jednotlivých osách, naměřené akcelerometry a vypočítané pomocí FFT. Všechny frekvence nad 20 Hz byly téměř utlumeny sedadlem.

6. Diskuze

Z grafu č. 40 vyplývá hodnota koeficientu ß -0,2816, neboli že na další obratel je převedeno pouze 75% energie, což v hrubém odhadu ($0{,}75^{23}$, kde 23 je celkový počet plotének v páteři) dává celkový útlum páteře takový, že na její druhý konec se převede pouze 1,5 ‰ zrychlení.

Z grafu lze jednoznačně určit kmitny a uzly dané páteře. Pozorujeme totiž, že páteř opravdu kmitá takovým způsobem, že amplituda kmitů na jednotlivých po sobě jdoucích obratlích vzdalujících se od budiče postupně klesá a posléze se opět zvětšuje poté, co projde uzlem ve vzdálenosti $\lambda/2$. Viz vzorec [4]. Kmitny nalézáme na obratlích: C7, Th7, Th11, L3 a uzly nalézáme na obratlích: Th5, Th9, L1, L5. Největší význam má tedy hledat rozdíly mezi poměry amplitud sousedních uzlů a kmiten. V našem případě tedy hledat amplitudové poměry, tedy útlumy Th5/C7, Th9/Th7,Th11/Th5, L1/Th11, L5/L3, kde ovšem poslední ze jmenovaných nebylo možno vynést, neboť snímač obratle L3 měl v době měření poruchu (odpojené napájení).

Porovnáním grafů amplitudových spekter před a po jízdě vidíme rozštěpení sekundárního peaku ve stavu řidiče před jízdou, který lze interpretovat jako porušení pravolevé symetrie zádové postury.

Jako příklad změn přenosu provedeme rozbor amplitudové přenosové charakteristiky mezi obratli C7 a Th5. Na obrázku 41 vidíme nápadnou tvarovou podobnost tvarů charakteristiky před a po jízdě. Jízda však posouvá oba dva peaky směrem k vyšším frekvenčním hodnotám a tedy podle vztahu [6] dochází k významné změně tuhosti tohoto segmentu páteře. Primární peak má maximum před jízdou na frekvenci 22,6 Hz, po jízdě se nám maximum jeho hodnoty přesouvá na frekvenci 23,9. Ještě výraznější změna je ve frekvenčním posunu jeho harmonicky sdruženého peaku způsobená existencí flažoletového efektu viz kapitola 2.2.3. Tento sdružený peak se přesunul z frekvence 53,4 Hz na frekvenci 67,5 Hz. Pro změnu tuhostí podle vzorce [6] tedy lze odhadnout adekvátní změnu tuhostí způsobující posuny těchto peaků o 11 %, resp. o 37 %.

Útlum před měřením byl $e^{-0{,}30}$, po měření $e^{-0{,}28}$. Z toho plyne, že před měřením prochází ploténkou 74 % energie a útlum celé páteře tak činí asi 1015x, zatímco po jízdě se na jedné ploténce ztrácí jen 24,5 % energie a celkový útlum páteře je 1:630. Vychází tedy, že se páteř poněkud sesedla a již tak dobře netlumí nárazy.

Provedení morfologické analýzy v kapitole 4.2 by bylo vhodné doplnit určením úhlů volnosti v sagitální rovině pomocí rozměření dvou fotografií ve stoji v maximálním úklonu doleva a doprava.

Analýza kmitů působících na řidiče během jízdy kamionem Mercedes Benz Actros 1841 prozradila, že byl subjekt vystaven vibrační expozici a_v = 1,30 $m.s^{-2}$. Vystavením těla této vibrační zátěži může vést po 4 hodinách ke zdravotním rizikům.

Ze všech těchto měření vyplývá, že metoda TVS dodává informace o rezonančních frekvencích páteře a jejím celkovém útlumu, které se mění s jízdou automobilem. Právě možnost určení těchto dynamických parametrů páteře činí tuto metodu výhodnější než metody uvedené v literatuře, např. [4] [6] [9] [11]. A tudíž je tato metoda vhodná pro studium vibrační zátěže řidičů kamionu. Na naši hypotézu H0 můžeme tedy odpovědět kladně.

Na tento experiment by bylo vhodné v budoucnu navázat zkoumáním např. vlivu tělesných proporcí a délky expozice na dynamické parametry páteře.

7. Závěr

V rámci této práce byla navržena a otestována metodika pro určení aktuálního stavu řidičů kamionů. Metoda TVS, která byla v práci použita, se ukázala jako adekvátní k poskytnutí informace o resonanční frekvenci a celkovém útlumu páteře s dostatečnou přesností tak, aby jejich ovlivnění jízdou bylo jednoznačně identifikovatelné. Použitá akcelerometrická měření kmitů vibračně budících páteř se rovněž ukázala jako použitelná a poskytující objektivní parametry.

Na příkladu jednoho řidiče byl názorně demonstrován frekvenční posun resonančních frekvencí páteře, které se jízdou posouvají směrem k vyšším hodnotám, a lze tedy říci, že horní polovina hrudní páteře v průběhu jízdy kamionem řidiči tuhne. V proběhlém experimentu, kdy řidič ujel 360 km, se tuhost tohoto páteřního segmentu zvýšila o 20%.

Celkový útlum páteře se z původní hodnoty 1:1015 jízdou snížil na 1:630. Tento fakt lze vysvětlit sesednutím plotének, kdy nucleus pulposus ztratil část své vlhkosti a ploténky již nejsou tak dobrými tlumiči jako před jízdou.

8. Seznam literatury

[1] Case study: Sound & Vibration Measurement A/S. *JNIOSH (National Institute of Occupational Safety & Health, Japan) Reproduction of Multi-modal Sensation* [online]. 2010, č. 2 [cit. 2012-09-03]. Dostupné z: https://docs.google.com/viewer?a=v&q=cache:TFGafwY1X7kJ:www.bksv.com/doc/bn0719.pdf+vibration+by+long+car+driving&hl=cs&gl=cz&pid=bl&srcid=ADGEESi55-

[2] ISO 2631-1. *Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure - Part 1: General requirements*. 2. vyd. Švýcarsko: ISO, 1997.

[3] FUNAKOSHI, M., TAODA, K., TSUJIMURA, H., NISHIYAMA, H. Measurement of Whole-Body Vibration in Taxi Drivers. *Journal of occupational health*, 2004, č. 46, s. 119-124. ISSN 1348-9585.

[4] PADDAN, GS., GRIFFIN, MJ. Evaluation of whole-body vibration in vehicles. *J Sound Vib*, 2002, č. 253, s. 195–213. ISSN. 0022-460X .

[5] GRIFFIN, MJ. *Handbook of Human Vibration*. London: Academic Press, 1990: 171–220.

[6] POPE, MH., WILDER, DG., MAGNUSSON, ML., A review of studies on seated whole body vibration and low back pain. *Proc Inst Mech Eng*. 1999, č. 213, s. 435–446. ISSN: 0263-7146.

[7] BOVENZI, M., PINTO, I., STACCHINI, N. Low back pain in port machinerry operators. *J Sound Vib.*2002, č. 253, s. 3–20. ISSN. 0022-460X.

[8] KUMAR, A., M. VARGHESE, D. MOHAN, P. MAHAJAN, P. GULATI, KALE, S. Effect of whole-body vibration on the low back. A study of tractor-driving farmers in north India. *Spine*. 1999, č. 24, s. 2506-15. ISSN 0362-2436.

[9] KATU, U.S. et al. Effect Of Vehicle Vibration On Human Body – RIT Experience. In *11th National Conference on Machines and Mechanisms 18-19 December*, 2003, Delhi, New Delhi.

[10] TEL PAUL, R. K., TRIKANDE, M. Physiological Response of Vehicle Driver to Ground Generated Vehicle Vibration. In:*Symposium on International Automotive Technology*. India: ARAI, 1999, s. 990004.

[11] CHATTERJEE, S., BANDYOPADHYAY, A. Effect of vibrating steering on grip strength in heavy vehicle drivers. *Journal of human ergology*. 1991, č. 20, s. 77-84. ISSN 0300-8134.

[12] ALPEROWITCH-NAJENSON, D., SANTO, Y., MASHARAWI, Y., KATZ-LEURER, D. Low Back Pain among Professional Bus Drivers: Ergonomic and Occupational-Psychosocial Risk Factors. *The Israel Medical Association journal: IMAJ*. 2010, č. 12, s. 26-31. ISSN 1565-1088.

[13] KILBORN, A. et al. Standardised Nordic questionnaires for the analysis of musculoskeletal symptoms. *Appl Ergon* 1987; č. 18, s. 233-7. ISSN: 0003-6870.

[14] ROBB, M.J., MANSFIELD, N.J. Self-reported musculoskeletal problems amonit professional truck drivers. *Ergonomics* 2007; č. 50, s. 814-27. ISSN (printed): 0014-0139.

[15] NETTERSTRON, B., JUEL, K. Low back trouble among urban bus drivers in Denmark. *Scand J Soc Med* 1989; č. 17, s. 203-6. ISSN 0300-8037

[16] MAGNUSSON, ML., POPE, MH., WILDER, D.G. Areskoug B. Are occupational drivers at an increased risk for developing musculoskeletal disorders? *Spine* 1996; 21: 710-17. ISSN 0362-2436.

[17] SVENSSON, HO., ANDERSSON, GBJ. The relationship of low back pain, work history, work environment, and stress: a retrospective cross-sectional study of 38 to 64 year-old women. *Spine* 1989. č. 14, s. 517-22. ISSN 0362-2436.

[18] LIS, AM., BLACK, KM., KORN, H. Nordin M. Association between sitting and occupational LBP. *Eur Spine J* 2007; č. 6, s. 283-98. ISSN 0362-2436.

[19] CHEN, J.C., DENNERLEIN, J.T., CHANG, C.C., CHANG, W.R, Christiani D.C. Seat inclination, use of lumbar support and low-back pain of taxi drivers. *Scand J Work Environ Health* 2005; 31: 258-65. ISSN 0300-8037

[20] TOROPTSOVA, N.V., BENEVOLENSKAYA, LI., KARYAKIN, AN., SERGEEY, IL., ERDESZ, S. "Cross-sectional" study of low back pain among workers at an industrial enterprise in Russia. *Spine* 1995; 20: 328-32. ISSN 0362-2436.

[21] ANDRUSAITIS, S.F., OLIVEIRA R.P. Study of the prevalence and risk factors for low back pain in truck drivers in the state of Sao Paulo, Brazil. *Clinics: official scientific journal of Hospital das Clínicas, Faculty of Medicine, University of São Paulo*. 2006, roč. 6, č. 61, s. 503-10. ISSN 1807-5932.

[22] DONNELLY, C.J., CALLGHAN, J.P., DURKIN, J.L. The Effect of an Active Lumbar System on the Seating Comfort of Officers in Police Fleet Vehicles. *International journal of occupational safety and ergonomics: JOSE*. 2009, roč. 3, č. 15, s. 295-307. ISSN 1080-3548.

[23] GYI, D.E., PORTER, J.M. Musculoskeletal problems and driving in police officers.*Occupational medicine*. 1998, roč. 3, č. 48, s. 153-160. ISSN 0962-7480.

[24] CHEN, J-C., CHANG, W-R., CHANG, W., CHRISTIANI, D. Occupational factors associated with low back pain in urban taxi drivers. *Occup Med* 2005; 55: 535-40. ISSN 1471-8405.

[25] CHEN, J-C., DENNERLEIN, JT., CHANG, CC., CHANG, WR., CHRISTIANI, DC. Seat inclination, use of lumbar support and low-back pain of taxi drivers, *Scand J Work Environ Health*. 2005;31:258–65. ISSN 0300-8037.

[26] CHEN, J-C., CHANG, W-R., SHIH, TSh., CHEN, ChJ., CHANG, WP. Using "Exposure Prediction Rules" for Exposure Assessment. *Epidemiology*. 2004, roč. 15, č. 3, s. 293-299. ISSN 1044-3983.

[27] JIAO, K., LI., Z., CHEN, M., WANG, CH., QI, S. Effect of different vibration frequencies on heart rate variability and driving fatigue in healthy drivers. *International Archives of Occupational and Environmental Health*. 2004, roč. 77, č. 3, s. 205-212. ISSN 0340-0131.

[28] HARRISON, DD., HARRISON, SO., ARTHUR, A., CROFT, C. Sitting Biomechanics, Part I1: Optimal Car Driver's Seat and Optimal Driver's Spinal Model: Review of the literature.*Journal of manipulative and physiological therapeutics JMPT*. 2000, roč. 23, č. 1, s. 37-47. ISSN 1532-6586.

[29] KRAUSE, N., RAGLAND, DR., FISHER, JM., SYME, SL. Psychosocial job factors, physical workload, and incidence of work-related spinal injury: a 5-year prospective study of urban transit operators. *Spine* 1998; 23: 2507-16. ISSN 0362-2436.

[30] POPE, M.H., MAGNUSSON, M., BROMAN, N.H., HASSON, T. The dynamic response of human subjects while seated in car seats. *The Iowa orthopaedic journal*. 1998, č. 18, s. 124-131. ISSN 1541-5457.

[31] POPE, M. H.; BROMAN, H., HANSSON, T. Impact response of the standing subject-a feasibility study. *Clin. Biomech*., 4:195-200, 1989. ISSN: 0268-0033.

[32] WILDER, D.G., WOODWORTH, B. S., FRYMOYER, J. W., POPE, M. H. Vibration and the human spine. *Spine*, 7(3):243-254, 1982. ISSN 0362-2436.

[33] BOVENZI, M. Metrics of whole-body vibration and exposureâ response relationship for low back pain in professional drivers: a prospective cohort study. *International Archives of Occupational and Environmental Health*. 2009, roč. 77, č. 3, s. 893-917. ISSN 0340-0131.

[34] BOVENZI, M. A Longitudinal Study of Low Back Pain and Daily Vibration Exposure in Professional Drivers. *Industrial health*. 2010, č. 48, s. 584-595. ISSN 0019-8366.

[35] ROLAND, M., MORRIS, R. A study of the natural history of back pain. Part 1: development of a reliable and sensitive measure of disability in low-back pain. *Spine* č. 8, s. 141–4. ISSN 0362-2436.

[36] JOHNSON, D., NEVE, M. Analysis of Possible Lower Lumbar Strains Caused by the Structural Properties of Automobile Seats: A Review of Some Recent Technical Literature. *Journal of manipulative and physiological therapeutics*. 2001, č. 24. ISSN 0161-4754.

[37] LECLERC, A. Personal and occupational predictors of sciatica in the GAZEL cohort. *Occupational Medicine* 2003. roč. 53, č. 6, s. 384-391. ISSN 0962-7480.

[38] WIJAYA, A.R., JÖNSSON, P., JOHANSSON, O. The Effect of Seat Design on Vibration Comfort. *International journal of occupational safety and ergonomics: JOSE*. 2003, roč. 2, č. 9, s. 193-210. ISSN 1080-3548.

[39] MAGNUSSON, M.L. *Effects of seated whole body vibrations on the spine: An experimental study in man.* Unpublished doctoral dissertation, University of Gothenburg, Gothenburg, Sweden, 2009.

[40] BURDOFF, A., SWUSTE, P. The effects of seat suspension on exposure to whole-body vibration of professional drivers. *Annual Occupational Hygiene, 2003, roč. 37*, s. 45–55. ISSN 0003-4878

[41] HANSSON, J.E., KJELLBERG, A. *Vibration exposure and discomfort during truck driving on goods stations.* 1981 (Research Report No. 1981:1). Stockholm, Sweden: Swedish National Board of Occupational Safety and Health.

[42] SEIDEL, H., HEIDE, R. (1986). Long term effects of whole body vibration: A critical survey of the literature. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, č. 58, s. 1–26. ISSN:1476-069X.

[43] ARCHER, W. Whole-body vibration: causes, effects and cures. *Introduction to international health and safety at work*: *the handbook for the NEBOSH international general certificate*[online]. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2010 [cit. 2012-09-03].

[44] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Mechanické vlnění* [online]. c2013 [citováno 23. 04. 2013]. Dostupný z WWW: <http://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Mechanick%C3%A9_vln%C4%9Bn%C3%AD&oldid=9886687>

[45] VŠETIČKA, M. *Encyklopedie fyziky* [online]. 2006 [cit. 2013-04-23].

[46] Vsb.cz : studopory.vsb.cz [online]. 2007 [cit. 2013-4-20]. Vysoká škola báňská. Dostupné z WWW:

< http://www.studopory.vsb.cz/studijnimaterialy/Sbirka_Fyzika/1_7_2_tlum.pdf >.

[47] DYLEVSKÝ, I. *Speciální kineziologie*. 1. vyd. Praha: Grada, 2009, s. 71. ISBN 978-80-247-1648-0.

[48] MARŠÍK, F.: Biotermodynamika. Academia. Praha 1998. ISBN 80-200-0664-8.

[49] Biomechanická analýza zlomenin páteře. *EuroMISE* [online]. [cit. 2013-04-26]. Dostupné z:

http://ucebnice.euromise.cz/index.php?conn=0&section=biomech&node=node188

[50] ZEMAN, J. *Metody neinvazivního měření vibrační přenosové funkce lidské páteře in vivo v poloze na břiše*. Praha, 2008. Disertační práce. UK FTVS.

[51] BLAHUŠ, P., HENDL, J. Nový vyučovací předmět „Metodologie M/D práce“. In *Společenské problémy kinantropologie*. Praha : Karolinum, 2000. s. 36-41.

9. Seznam příloh

Příloha č. 1 Vyjádření etické komise UK FTVS

Příloha č. 2 Vzor informovaného souhlasu

Příloha č. 3 Seznam obrázků a tabulek

UNIVERZITA KARLOVA V PRAZE
FAKULTA TĚLESNÉ VÝCHOVY A SPORTU
José Martího 31, 162 52 Praha 6-Veleslavín
tel.: 220 171 111
http://www.ftvs.cuni.cz/

Žádost o vyjádření etické komise UK FTVS

k projektu výzkumné, doktorské, diplomové (bakalářské) práce, zahrnující lidské účastníky

Název: IDENTIFIKÁTORY HYPOKINETICKÉ ZÁTĚŽE PŘI ŘÍZENÍ AUTOMOBILU

Forma projektu: výzkum základní / diplomová práce

Autor (hlavní řešitel): Bc. Terezie Tluchořová

Školitel (v případě studentské práce): Doc. PaeDr. Karel Jelen, CSc.

Popis projektu

Diplomová práce bude mít charakter experimentální studie, která řeší vliv hypokinetické zátěže při řízení automobilu a její patologické důsledky na axiální systém u profesionálního řidiče kamionu. Výzkum bude realizován na jedné osobě pomocí metody TVS (Transfer Vibration Through Spine). Cílem diplomové práce je identifikovat a charakterizovat parametry axiálního systému a jejich změny v důsledku řízení kamionu.

Zajištění bezpečnosti pro posouzení odborníky:

Metoda TVS (Transfer Vibration Through Spine), která bude realizována v diplomové práci, není invazivní metodou. Měření probíhá v laboratoři BEZ před a po několikahodinové jízdě kamionem.

Informovaný souhlas (přiložen)

V Praze dne 26.2.2013 Podpis autora: Tluchořová

Vyjádření etické komise UK FTVS

Složení komise: Doc. MUDr. Staša Bartůňková, CSc.
Prof. Ing. Václav Bunc, CSc.
Prof. PhDr. Pavel Slepička, DrSc.
Doc. MUDr. Jan Heller, CSc.

Projekt práce byl schválen Etickou komisí UK FTVS pod jednacím číslem: 090/2013

dne: 5. 3. 2013

Etická komise UK FTVS zhodnotila předložený projekt a **neshledala žádné rozpory** s platnými zásadami, předpisy a mezinárodní směrnicemi pro provádění biomedicínského výzkumu, zahrnujícího lidské účastníky.

Řešitel projektu splnil podmínky nutné k získání souhlasu etické komise.

razítko školy

UNIVERZITA KARLOVA v Praze
Fakulta tělesné výchovy a sportu
José Martího 31, 162 52, Praha 6
1

podpis předsedy EK

Příloha č. 2

Informovaný souhlas

V souladu se Zákonem o péči o zdraví lidu (§ 23 odst. 2 zákona č.20/1966 Sb.) Úmluvou o lidských právech a biomedicíně č. 96/2001, Vás žádám o souhlas k vyšetření metodou TVS (Transfer Vibration Through Spine), které je součástí mé diplomové práce. Cílem vyšetření je identifikovat a charakterizovat parametry axiálního systému a jejich změny v důsledku řízení kamionu. Vyšetření trvá cca 45 minut a bude provedeno před a po jízdě kamionem. Jedná se o zásah neinvazivní a bezbolestný.

Dále Vás žádám o souhlas s uveřejněním výsledků vyšetření v rámci mé diplomové práce na FTVS UK. Osobní data v této práci nebudou uvedena.

Dnešního dne jsem byl odborným pracovníkem poučen o plánovaném vyšetření. Prohlašuji a svým dále uvedeným vlastnoručním podpisem potvrzuji, že odborný pracovník, který mi poskytl poučení, mi osobně vysvětlil vše, co je obsahem tohoto písemného informovaného souhlasu, a měla jsem možnost klást mu otázky, na které mi řádně odpověděl.

Prohlašuji, že jsem shora uvedenému poučení plně porozuměl a výslovně souhlasím s provedením vyšetření a případnou fotodokumentací.

Osoba, která provedla poučení:……

Podpis osoby, která provedla poučení:……

Vlastnoruční podpis probanda:…….

Datum:……

Příloha č. 3 - Seznam obrázku a tabulek

Obrázek 1	NVH simulátor vyrobený výzkumníky v japonském JINOSH	13
Obrázek 2	Simulace jízdy na NVH simulátoru	14
Obrázek 3	Graf zvukové vlny naměřené na uších řidiče s binaurálním nahrávacím mikrofonem	14
Obrázek 4	Dotazník	31
Obrázek 5	Průměrné hodnoty diskomfortu sedadlových komponent a pracovních nároků z dotazníku	32
Obrázek 6	Graf průměrné časově proměnné odezvy jednotlivých částí těla	33
Obrázek 7	Graf průměrné časově proměnné odezvě diskomfortu regionů těla při použití aktivního podpůrného systému (ALS) ve srovnání s normálním sedadlem	34
Obrázek 8	Průměrná časově proměnná odezva vlastností sedadla	34
Obrázek 9	Graf průměrné časově proměnné odezvy diskomfortu jednotlivých regionů těla při použití aktivního bederního podpůrného systému ve srovnání s normálním sedadlem.	35
Obrázek 10	Dopravní policisté v porovnání s policejními úředníky (při pracovní činnosti) podle LBP v posledních 12 měsících	37
Obrázek 11	Oblasti těla, ve kterých řidiči pociťovali diskomfort	38
Obrázek 12	Měřený sklon pro sedadlo (Ɵ sedadlo)a opěradlo (Ɵ opěradlo) vzhledem k horizontále	40
Obrázek 13	Výskyt frekvencí na subjektivních příznacích únavy	42
Obrázek 14	Změny v úhlu sklonu pánve při stoji	43
Obrázek 15	Ideální úhel opěradla 120 °	43
Obrázek 16	Změnou sklonu opěradla ze 120° na 100° a redukcí úhlu	44
Obrázek 17	Design a pozice nastavitelné opěrky hlavy	44
Obrázek 18	Sedící spinální model v ideálním sedu při řízení	44
Obrázek 19	Nárazový přístroj	46

Obrázek 20 Zakreslení nárůstu frekvence a fázového úhlu frekvence pro jeden subjekt ve vzpřímeném držení těla na pevném sedadle 48
Obrázek 21 Zakreslení nárůstu frekvence a fázového úhlu frekvence pro jeden subjekt ve vzpřímeném držení těla na referenčním sedadle 49
Obrázek 22 Zakreslení nárůstu frekvence a fázového úhlu frekvence pro jeden subjekt ve vzpřímeném držení těla na experimentálním sedadle 50
Obrázek 23 Umístění akcelerometrů 58
Obrázek 24 Dotazník 59
Obrázek 25 Schéma uspořádání zkušební dráhy 60
Obrázek 26 Graf stojatého vlnění 62
Obrázek 27 Různé harmonické frekvence 64
Obrázek 28 Ukázka principu flažoletu na strunách kytary 65
Obrázek 29 Graf tlumeného kmitání 66
Obrázek 30 Frekvenční amplitudové spektrum pro různé útlumové koeficienty b 67
Obrázek 31 Hmotnost obratlů 68
Obrázek 32 Kontrola průběhu měření metodou TVS profesorem F. Maršíkem 70
Obrázek 33 Velikosti amplitud kmitů na jednotlivých obratlích v závislosti na frekvenci 71
Obrázek 34 Působení jednotlivých os zrychlení na řidiče v osách *x, y, z* 74
Obrázek 35 Amplitudově-frekvenční charakteristika, tedy průběhy zrychlení na jednotlivých obratlích 77
Obrázek 36 Hodnoty primárního a sekundárního peaku 78
Obrázek 37 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové 78
Obrázek 38 Amplitudově-frekvenční charakteristika 79
Obrázek 39 Hodnoty primárního a sekundárního peaku 80

Obrázek 40 Hodnoty primárního a sekundárního peaku 80

Obrázek 41 Útlumové frekvenční charakteristiky segmentu C7 81

Obrázek 42 Snímek maximálního ohnutí páteře 82

Obrázek 43 Snímek řidiče zezadu s rozměřením skoliotických úhlů 82

Obrázek 44 Ukázka části úseku akcelerometry 84

Obrázek 45 Graf frekvenční závislosti rms amplitudy zrychlení pro jednotlivé 84

Obrázek 46 Graf charakterizující denní pracovní expozici vibracím 86

Seznam tabulek

Tabulka 1 Oblast komfortu člověka 19

Tabulka 2 Vlastní vnímání pracovních rizikových faktorů u řidičl 23

Tabulka 3 Popisné statistiky zkoumaného vzorku v předchozím roce (2009) 25

Tabulka 4 Přehled subjektivních symptomů únavy 42

Tabulka 5 Rozdělení profesionálních řidičů s LBP 51

Tabulka 6 Materiálové parametry charakterizující viskoelastické vlastnosti jednotlivých komponent axiálního systému 68

Tabulka 7 Mechanické parametry subjektu 76

Tabulka 8 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové charakteristiky jednotlivých obratlů. 77

Tabulka 9 Hodnoty primárního a sekundárního peaku frekvenční amplitudové charakteristiky jednotlivých obratlů po jízdě. 79

Tabulka 10 Rozbor páteřní morfologie 83

Tabulka 11 Tabulka váhových koeficientů a výsledky pro výpočet 1/3 oktávové vážené frekvenční charakteristiky a_{wx}., a_{wy}., a_{wz} 85

Tabulka 12 Významné frekvence objevující se v jednotlivých osách, naměřené akcelerometry a vypočítané pomocí FFT. 87