Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

David Heřman

HODNOCENÍ RUČNÍHO NÁŘADÍ MĚŘENÍM HLUKU A VIBRACÍ PŘENÁŠENÝCH NA OBSLUHU

Diplomová práce

1997

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra technické diagnostiky **Školní rok:** 1996/97

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro Davida Heřmana

obor Konstrukce strojů a zařízení

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Hodnocení ručního nářadí měřením hluku a vibrací přenášených na obsluhu

Zásady pro vypracování:

U pneumatického a elektrického ručního nářadí se úroveň dynamického řešení hodnotí měřením hluku a vibrací přenášených na ruce obsluhy při chodu naprázdno a v provozních podmínkách. U pneumatických ručních brusek podle stávajících předpisů je problematické zajistit reprodukovatelnost naměřených hodnot při broušení.

Proveďte:

1. Podrobnou analýzu výsledků měření 7 typů elektrických kotoučových pil provedených katedrou pro test Mladá fronta DNES a doplňující měření s hodnocením vlivu řezaného materiálu.
2. U pneumatických ručních brusek proveďte teoretický výpočet frekvencí hlavních zdrojů buzení vibrací.
3. Pro dostupné typy brusek navrhněte způsob měření hluku a vibrace v souladu s normou ISO 8662 a zhodnoťte možnost a účelnost měření:
   - akustického výkonu podle normy ISO 9614
   - provozních tvarů kmitu.
4. Realizované měření podle bodu 3 porovnejte s dostupnými výsledky měření podle stávající metody povinného hodnocení brusek Narex.

Body 1. a 2. proveďte do 19. 12. 1996.

KTD/BP
63 s.
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PSČ 461 17
V 104/97S

Rozsah grafických prací : výsledky měření v potřebném rozsahu

Rozsah původní zprávy : cca 40 stran

Seznam odborné literatury : výzkumné zprávy KTD a platné normy

Vedoucí diplomové práce: Dr. Ing. Pavel Němeček

Konzultant : Ing. Vítězslav Nerad - Narex, a. s., Lázně Bělohrad

Zadání diplomové práce : 30. 10. 1996

Termín odevzdání diplomové práce : 30. 5. 1997

L. S.

Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.
Vedoucí katedry

Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.
Děkan

V Liberci dne 30. 10. 1996

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci 30.5.1997

David Heřman

[redacted]

1. Úvod 4

2. Teoretická část 5

2.1 Biologické účinky vibrací a hluku 5

2.2 Metodiky hygienického měření vibrací dle norem 6
2.2.1 Měření dle metodiky ČSN 6
2.2.2 Měření dle metodiky ISO 7
2.2.3 Porovnání metodik ČSN a ISO 8

2.3 Metody analýzy vibrací 9
2.3.1 Přenos vibrací na ruce 9
2.3.2 Vlastní tvary kmitů 9
2.3.3 Provozní tvary kmitů 13
2.3.4 Porovnání a shrnutí vlastních a provozních tvarů kmitů 16

2.4 Metody analýzy zvuku 17
2.4.1 Akustický tlak a akustická rychlost 20
2.4.2 Intenzita zvuku 20
2.4.3 Akustický výkon 26

2.5 Výběr vhodných metod pro experiment 29

3.Experimentální část 29

3.1 Podmínky měření 29

3.2 Návrh metodiky analýzy brusky 30
3.2.1 Rozbor konstrukce brusky 30
3.2.2 Měření přenosu vibrací na ruce dle ISO 36
3.2.3 Měření provozních tvarů kmitů 37
3.2.4 Měření intenzity zvuku v blízkém poli brusky 38
3.2.4.a) Vytvoření sítě měřících bodů 38
3.2.4.b) Měření intenzity 39

4.Vyhodnocení výsledků experimentů 41

4.1 Zpracování výsledků měření 41

4.2 Vyhodnocení měření vibrací 41
4.2.1 Vyhodnocení a porovnání výsledků přenosu vibrací na ruce 41
4.2.2 Vyhodnocení PTK 45

4.3 Vyhodnocení měření zvuku 46
4.3.1 Vytvoření map a zhodnocení akustické intenzity 46
4.3.2 Výpočet akustického výkonu 51

4.4 Zhodnocení a porovnání jednotlivých metod 52

4.5 Porovnání měření s povinným hodnocením brusek Narex 53

4.6 Návrh úprav vedoucích k potlačení vibrací a hluku brusek 54

5. Závěr 56

Literatura 58

Přílohy 59

Seznam označení a zkratek

FRF	Frekvenční přenosová funkce
ODS FRF	Frekvenční přenosová funkce provozních tvarů kmitů
PTK	ODS, Provozní tvary kmitů
VTK	Vlastní tvary kmitů
FFT	Rychlá Fourierova transformace
DFT	Diskrétní Fourierova transformace
I	Akustická intenzita
L_a	Hladina zrychlení
L_{az}	Základní hladina zrychlení
L_w	Hladina akustického výkonu
L_{wA}	Celková hladina akustického výkonu, A vážená
$\bar{L}_{pA}$	Průměrný akustický tlak
L_{PI}	Reaktivita, PI Pressure Intensity Index
L_{RPI}	Zbytková reaktivita, RPI Residual Pressure Intensity Index
$\bar{L}_I$	Průměrná úroveň akustické intenzity
$[H(j\omega)]$	Matice přenosové funkce
$\{X(j\omega)\}$	Vektor diskrétní FT odezvy výchylky
$\{F(j\omega)\}$	Vektor diskrétní FT externích sil

1. Úvod

V dnešní době je člověk více než kdykoli v minulosti vystaven působení hluku a vibrací. Ve velkoměstech dosahují hodnoty hluku výše ohrožující zdraví obyvatel. Vibracím vystavený člověk ztrácí pracovní komfort, výkonnost a dokonce může být ohrožena jeho bezpečnost a tím jeho zdraví. Proto je velice důležité se těmito parametry našeho životního prostředí intenzivně zajímat. V minulosti se těmto, většinou negativním, průvodním jevům nevěnovala tak velká pozornost a dlužno říci, že také nebyla k dispozici dnešní měřící technika. V posledních letech se nad uvedenými problémy zamýšlejí ve vývojových odděleních snad každého odpovědného strojírenského podniku.

Některé zahraniční firmy jsou ve vývoji velmi daleko. Například firma Atlas Copco se problematikou hluku a vibrací u ručního nářadí zabývá již od 70. let a výsledek je "know-how", které se stává jasným ukazatelem v konstrukci ručního nářadí.

Možnosti, které se nám nabízejí, jsou v optimalizaci poměru hmotnosti a pružných prvků, tím lze snížit úroveň vibrací v rukojeti až o 50 %, další možnost eliminace nežádoucích vibrací je pomocí automatického vyvažování.

Naše firmy musí náskok zahraničních výrobců rychle dohnat jestliže se chtějí ve velké konkurenci udržet. Týká se to jak estetických tak technických hledisek. Protože dochází v České Republice k transformaci ČSN na ISO, platí i pro výrobce v ČR strojní bezpečnostní směrnice pro ruční nářadí ISO 8662-4. Ta klade na naše firmy větší nároky, např. u ručního nářadí, které má úroveň vibrací větší než 2,5 $m.s^{-2}$ je nutné toto odpovídajícím způsobem označit. Je tedy jasné, že se tento technický parametr stává prodejním. Firma, která tyto směrnice nesplní bude mít velké problémy prodat výrobek na našem trhu natož na trzích EU.

Stává se, že výrobek dříve bez problémů vyráběný tyto směrnice nesplňuje a je tedy nutná náprava. Pro malý podnik je však potřebné diagnostické vybavení příliš nákladné a také se často potýká s nedostatkem odborníků. Proto je výhodné obrátit se na specializované pracoviště.

Narex Lázně Bělohrad a.s., firma specializující se na výrobu pneumatického nářadí se již delší dobu potýká s těžkostmi u řady malých ručních pneumatických brusek. Hlavní problém těchto zařízení je ve velké úrovni vibrací a hluku. Úkolem této diplomové práce je

provést podrobnou analýzu těchto zařízení, lokalizovat zdroje vibrací a hluku, navrhnout řešení, popřípadě konstrukční změny.

2. Teoretická část

2.1 Biologické účinky vibrací a hluku

Dopravní prostředky, stroje v průmyslu a zemědělství vystavují člověka působení vibrací a hluku, které mohou narušovat komfort, pracovní výkonnost a za určitých okolností zdraví a bezpečnost.

Způsoby expozice člověka vibracím jsou v zásadě tři:

a) Vibrace přenášené současně na celý povrch těla, např. šíření intenzivního zvuku vzduchem nebo vodou.

b) Vibrace přenášené na tělo jako celek přes opěrné plochy jako jsou nohy stojícího člověka, zadek sedícího nabo opěrná plocha ležícího člověka.

c) Vibrace přenášené na části těla jako je hlava a končetiny, např. z vibrujících rukojetí velkého množství různých druhů mechanizovaného nářadí.

Třetí skupina se týká naší problematiky. Je prokázáno, že trvalé, pravidelné používání vibračního nářadí je spojeno s výskytem onemocnění postihující cévy, nervy, kosti, klouby, svaly nebo spojovací tkáně ruky a předloktí. Faktorů, které ovlivňují závažnost biologického účinku vibrací přenášených na ruce je velice mnoho (jsou uvedeny v normě ČSN ISO 5349).

Na působení hluku se můžeme podívat ze dvou hledisek:

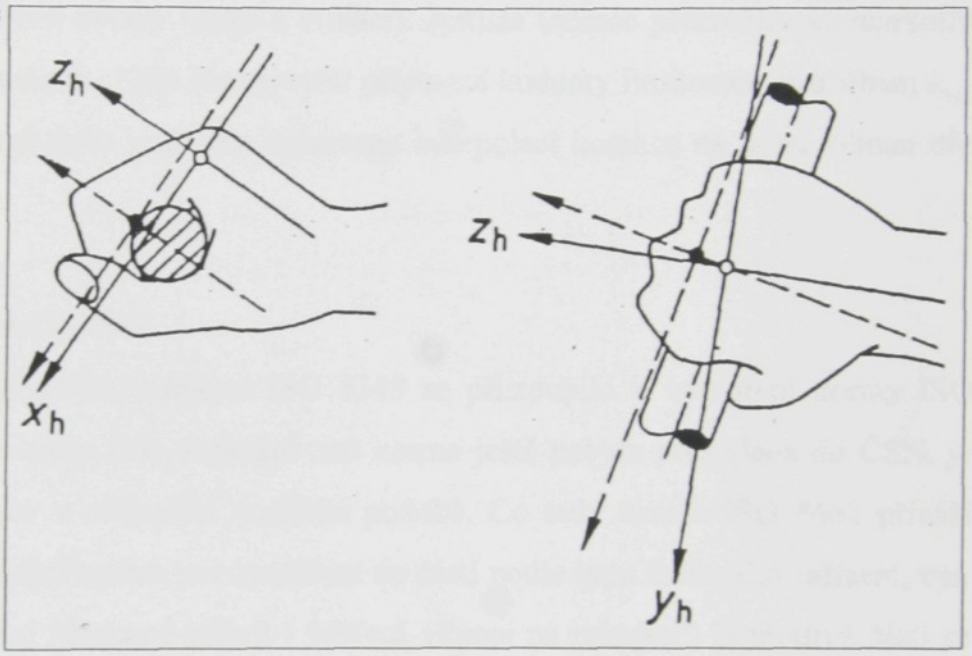
a) Kvantitativní - měřitelné faktory. Akustická energie prokazatelně poškozuje sluchový orgán a poškození je úměrné této energii. Další negativní vlivy jsou cévní problémy (smrštování cév, obalování tukem), zažívací problémy (žaludeční vředy), nespavost, nesoustředění, atd. Tyto vlivy jsou popsány v Hygienických předpisech, svazek 37/77.

b) Kvalitativní - Je prokázáno, že i nižší úrovně hluku, které norma neoznačuje jako hygienicky závadné, mohou být velice nepříjemné a nepřímo poškozovat nervovou soustavu. Jedná se zejména o hluboké tóny reprodukované hudby v nočních hodinách, průmyslový hluk, tikání budíku apod. Tento hluk má společné to, že je jeho hladina nízká, ale působení je periodické a většinou působí dlouhodobě.

2.2 Metodiky hygienického měření dle norem

2.2.1 Měření dle metodiky ČSN

Dnes platná směrnice pro měření a hodnocení expozice vibracím přenášeným na ruce vychází z normy ČSN ISO 5349 z roku 1986. Tato norma stanovuje obecnou metodu měření a uvádění údajů o expozici vibracím přenášeným na ruce ve třech navzájem kolmých směrech pro třetinooktávová pásma o středním kmitočtu 6,3 až 1250 Hz, oktávová pásma o středním kmitočtu 8 až 1000 Hz a frekvenčně váženou hodnotu pro rozsah kmitočtů 5,6 až 1400 Hz. Směry vibrací přenášených na ruku by měly být popisovány ve směrech pravoúhlé souřadné soustavy, viz obr. .1 Hlavní určující veličinou pro popis velikosti vibrací je zrychlení, vyjádřené v $m.s^{-2}$. Veličina vibrací se má vyjadřovat efektivní hodnotou zrychlení. Zrychlení smí být také měřeno za použití váhového filtru. Tvar křivky tohoto váhového filtru vznikl na základě výsledků laboratorních studií reakce člověka na vibrace přenášené na ruce. Jako veličinu vibrací lze také používat hladinu zrychlení v decibelech. Důležité je, že tato norma hovoří o ručním nářadí obecně, nepředepisuje tedy metodiku měření podle typů zařízení.



Obr. 1: pravoúhlá souřadná soustava

Velmi důležité jsou podmínky pro měření, které tato norma používá. Nářadí se měří za normálního provozu, v našem případě to znamená, že v brusce je upnuto brusné tělísko a je prováděno broušení. Dá se ovšem předpokládat, že při této metodice hraje velkou roli mnoho parametrů. Výsledek ovlivňuje nevývaha brusného kotouče, přítlak operátora, broušený materiál atd. Je pravda, že tato norma připouští závislost biologického účinku na velikosti přenášené energie. Cituji : "Tato energie závisí na spojení soustavy ruka-paže se

zdrojem vibrací a v souvislosti s tím na vyvozované síle stisku a velikosti a směru statických sil. Měření energie přenášené do ruky a vyvozovaných sil je proveditelné a žádoucí pro potřeby výzkumu a pro příští využití u speciálního nářadí, ale v této mezinárodní normě se zatím nezavádí." Z citace vyplývá, že se o těchto nedostatcích diskutuje, ale tato norma je ještě nezahrnuje.

Vyhodnocení dále probíhá tak, že do záznamů měřených hodnot zrychlení vibrací L_a je vynesen průběh základních hladin zrychlení vibrací L_{az} přenášených na ruce pracovníka při expozici vibracím po dobu 480 min., tzn. 8 hod. pracovní směny. (Průběh základních hladin zrychlení je popsán ve vyhlášce MZ ČR č. 13-1977 Sb., O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací). Jestliže vibrace překročí v kterémkoliv třetinooktávovém pásmu 8 - 1000 Hz nejvyšší přípustné hodnoty limitované průběhem L_{az}, je maximální přípustná doba expozice stanovena interpolací korekce na dobu vibrací dle uvedené vyhlášky.

2.2.2 Měření dle metodiky ISO

Z důvodů nedostatků v normě ISO 5349 se přistoupilo k vytvoření normy ISO 8662, která tyto nedostatky řeší. Bohužel tato norma ještě nebyla převedena do ČSN, je tedy k dispozici pouze v originální anglické podobě. Co tedy norma ISO 8662 přináší nového ? Hlavní formální změna je v rozdělení do částí podle typu měřeného zařízení, tzn. název normy je "Ruční přenosné nářadí - Měření vibrací na rukojeti", jednotlivé části se jmenují podle skupin nářadí, např. Odsekávací kladiva a nýtovací kladiva atd. Část čtvrtá je věnována bruskám.

Dalším z hlavních důvodu zavedení této normy je potřeba vytvořit měřící metodu vibrací pro ruční nářadí, výsledky které by byly obecně reprodukovatelné. V porovnání se starší normou dochází k mnoha změnám. Nejprve je třeba říci, čím je reprodukovatelnost zajištěna. Je to použití testovacího kotouče s nevývahou, přičemž bruska běží naprázdno. Navývaha je přesně dána, je to 40 procent nejvyšší možné nevývahy podle ISO 6103. Měření ukázala, že když bruska s touto nevývahou běží naprázdno, měření jsou srovnatelná s měřením dosaženým při broušení.

Další důležitá změna postihla směr měření, dle této normy je relevantní pouze směr z, což je u přímých brusek směr kolmý k ose otáčení, u úhlových brusek směr rovnoběžný k ose otáčení. Důležité je dodržení přesně určené síly stisku rukojeti, k tomu nám pomůže

jednoduchý kladkostroj. Na jedné straně se připevní v určeném místě bruska a na druhém konci lana se připevní závaží s hmotností, která je součet hmotnosti brusky a předepsaného závaží. Jako alternativní řešení lze použít dynamometr.

Testovací kotouč je vyroben z hliníku a nevývaha je vytvořena vyvrtáním předepsané díry. Poloha snímače je také doporučena a je upozorněno na některé problémy, které mohou při měření nastat.

Postup měření je přesně popsán a je následující:

Tři zkušení operátoři budou držet brusku v pracovní pozici při dvou měřeních a při dvou orientacích testovacího kotouče, tzn. že orientace kotouče se bude měnit v řadě 0, 180, 0, 180 stupňů. Poté se vypočítá průměr každého páru měření. Navíc se provede jedno měření bez testovacího kotouče naprázdno při testovací rychlosti.

Naměřené hodnoty se vyhodnotí a mohou se prezentovat ve formě, která je doporučena ve vzorové zprávě. Měření považujeme za platné, jestliže poměr maximální a minimální hodnoty, pro každý snímač a stejnou orientaci, nepřesáhne hodnotu 1,4.

2.2.3 Porovnání metodik ČSN s ISO

Porovnáme-li stávající normu ČSN a novou normu ISO, dojdeme k závěru, že norma ISO má mnoho výhod. Provedeme-li jejich shrnutí, nejvýraznější výhodu nám poskytne dobrá reprodukovatelnost výsledků měření, tzn. eliminace vnějších vlivů ovlivňujících výsledek. V konečném důsledku nám to umožní porovnávat srovnatelné ruční nářadí, což nám starší norma ČSN těžko mohla poskytnout. Je pravda a nová norma ISO to i uvádí, že v některých případech lze použít i metodiku starší normy ISO 5349 tedy stávající ČSN a to v případech, kdy chceme stanovit úroveň expozice vibrací na pracovišti. Na základě tohoto rozboru bych pro schvalovací měření doporučil metodiku ISO 8662 a v této diplomové práci je také použita.

2.3 Metody analýzy vibrací

2.3.1 Přenos vibrací na ruce

Z vibrujícího nářadí, vibrujících strojů nebo vibrujících opracovávaných předmětů se mohou na ruce a paže obsluhy přenášet intenzivní vibrace. Trvalé, pravidelné používání mnoha vibračních nářadí je, jak bylo prokázáno, spojeno s výskytem příznaků onemocnění postihujících cévy, nervy, klouby a ostatní tkáně. Účinky expozice vibracím přenášeným na ruce jsou popsány v kapitole 2.1. Měření těchto vibrací je podrobně popsáno v kapitole 2.2.

2.3.2 Vlastní tvary kmitů

Vlastní tvary kmitů, dále VTK se vytvářejí společně se strukturálními rezonancemi. Většina konstrukcí může být rozkmitána v rezonanci. Příčina rezonančních vibrací je v interakci mezi setrvačnými a elastickými vlastnostmi struktury materiálu. Mimoto jsou rezonanční vibrace příčinou, nebo přispívajícím faktorem mnoha problémů vyvolaných vibracemi, které se objevují u konstrukcí nebo pracujících strojů. Způsobené problémy jsou zejména v udržení tolerancí, hlučném provozu, porušení materiálu, předčasné únavě a ve zkrácení životnosti.

Pro lepší pochopení problému strukturálních vibrací musíme charakterizovat rezonanci. Běžný a užitečný způsob je v definování vlastních tvarů kmitů. Každý VTK je určen modální frekvencí, tlumením, a tvarem. VTK jsou základní vlastností struktury materiálu. Nezávisí na působené síle ani zatížení. Mění se při změně materiálových vlastností jako jsou hmotnost, tuhost, tlumící vlastnosti. VTK jsou jedinečné. To znamená, že pohyb jednoho bodu relativně k jinému v rezonanci je jedinečný.

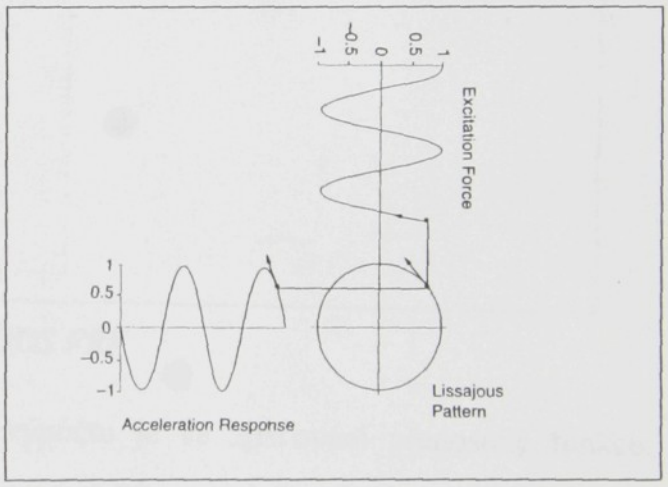
Analytické a experimentální získání VTK

Vlastní tvary kmitů mohou být určeny analyticky a experimentálně. Analyticky lze VTK získat řešením pohybových diferenciálních rovnic, které popisují lineární a stacionární vibrace struktury. Experimentálně lze VTK získat měřením provozních tvarů kmitů (viz kapitola 2.3.3), které se poté specifickým způsobem zpracují a interpretují pro získání VTK.

Tradiční měření VTK

Dříve se měření VTK provádělo pouze za pomoci buzení sinovým signálem. Měřené zařízení se položilo na stolek spojený s excentrickým budičem. Hmota nevývahy budiče udělovala vibrační pohyb se sinusovým charakterem všemu, co bylo na stůl připevněno. Stroboskopická lampa byla propojena s budičem stolu tak, že záblesky lampy měli stejnou frekvenci jako rotace budiče. Stroboskopická lampa opticky znehybnila po určitý čas zařízení a tak mohl být viděn tvar zařízení.

Další možnost je v ladění VTK. Tato možnost je velice nákladná. Na testované zařízení se připojí větší množství 3 směrných snímačů zrychlení najednou. Také se připojí několik elektrodynamických budičů v různých směrech a místech. K naladění VTK je potřeba najít jednu z rezonančních frekvencí. Ta se najde tak, že měněním frekvence sinusového buzení dostáváme sinusovou odezvu zrychlení a v případě, že na osciloskopu dostaneme obrazec tvaru kruhu, můžeme považovat dosažený tvar za VTK. Na osciloskopu vidíme tzv. Lissajousův obrazec. Tento obrazec rezonance vzniká vynesením odezvy signálu akcelerace na vertikální osu a signálu síly budiče na horizontální osu. Při frekvenci strukturální rezonance je odezva akcelerace o 90 stupňů mimo fázi se sinusovou sílou buzení a proto dostaneme obrazec tvaru kruhu, viz. obr. 2.



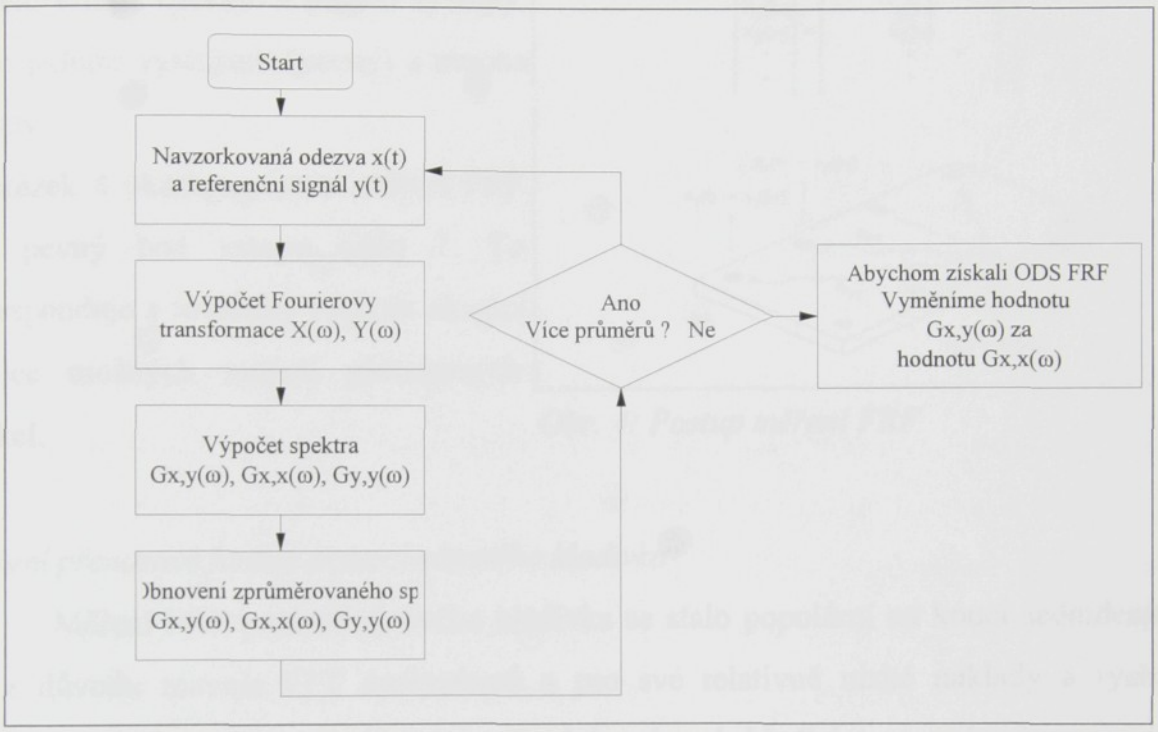
Obr. 2: Lissajousovy obrazce

Moderní měření VTK

Brzo po objevení algoritmu FFT (Rychlé Fourierovy transformace) na konci šedesátých let, byla vyrobena první laboratorní zařízení nazývaná FFT nebo Fourierovy analyzátory, které vycházeli z konstrukce počítače. Krátce poté se vyvinula velká škála modálních metod vycházejících z FFT. Algoritmus FFT počítá diskretizovaný převod frekvenčního spektra navzorkovaného časového signálu. Toto diskretizované, konečně dlouhé spektrum je nazýváno Diskrétní Fourierovou transformací (DFT). Objevení FFT otevřelo nové pole pro zpracování signálu pomocí digitálních počítačů.

Měření přenosové funkce (FRF - Frequency Response Function)

Základní měření jakéhokoliv vícekanálového FFT analyzátoru je průměr tří spekter. Tento průměr může být proveden na dvou nebo více signálech, které byly navzorkovány najednou. V tomto procesu jsou ze signálu počítány tři nebo více spekter. Auto power spectrum každého signálu a cross power spectrum mezi každým párem signálů. Smyčka tříspektrového průměru je na obrázku 3.



Obr. 3: Tříspektrové průměrování pro ODS FRF

Jedno z klíčových použití tohoto výpočtu je ve zjišťování přenosové funkce. Přenosová funkce FRF popisuje vstup-výstupový vztah mezi dvěma body ve struktuře jako funkci frekvence. FRF je měřítko toho, jak velká je odezva výchylky, rychlosti nebo zrychlení bodu výstupu na jednotku budící síly bodu vstupu. Je to poměr cross power spektra (vzájemného spektrum) a auto power spektra (vlastního spektra).

$$FRF = H(j\omega) = \frac{S_{x,f}(j\omega)}{S_{f,f}(j\omega)} \qquad (1)$$

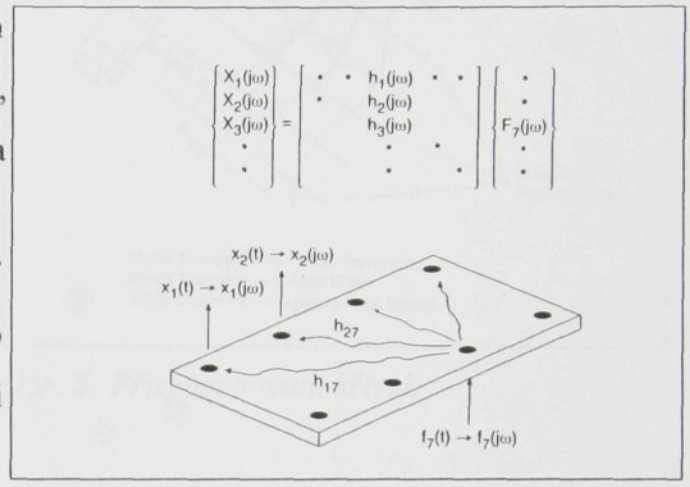
kde : $S_{x,f}(j\omega)$ je průměrné vzájemné spektrum mezi vstupem a výstupem

$S_{f,f}(j\omega)$ je průměrné vlastní spektrum vstupu

Důležité je, že při měření FRF je vhodnější použít jiné buzení než sinové, protože strukturu je třeba budit ve více frekvencích, tzv. širokopásmovým signálem. V tomto signálu jsou impulsy, náhodné signály, sinový signál s rychle rozmítanou frekvencí.

Přenosová funkce každého měření je vypočítaná z navzorkovaného vstupního a výstupního signálu . Abychom získali VTK, musíme provést určitý počet měření přenosové funkce buď mezi jedním bodem vstupu (pevný) a mnoha výstupy, nebo jedním výstupem (pevný) a mnoha vstupy.

Obrázek 4 ukazuje postup měření FRF pro pevný bod vstupu číslo 7. To koresponduje s měřením FRF ve sloupci matice možných měření přenosových funkcí.



Obr. 4: Postup měření FRF

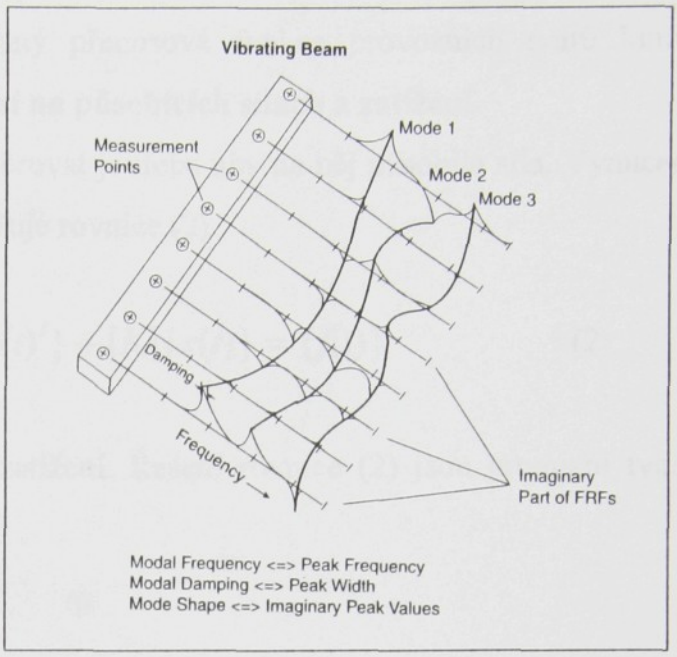
Měření přenosové funkce pomocí rázového kladívka

Měření FRF pomocí rázového kladívka se stalo populární na konci sedmdesátých let z důvodu rozvoje FFT analyzátorů a pro své relativně nízké náklady a rychlost. Všechno, co je potřeba k tomuto měření je rázové kladívko se snímačem vyvinuté síly, jeden akcelerometr pro měření odezvy v jednom pevném bodě, dvoukanálový analyzátor a software na zpracování a zobrazování animovaných vlastních tvarů kmitů. Pro měření se snímač zrychlení upevní do jednoho bodu na konstrukci a kladívkem se klepe do tolika bodů a směrů, kolik je třeba pro definování a zobrazení VTK. Přenosová funkce se počítá mezi pevným referenčním bodem a každým bodem na který se klepalo. Modální parametry jsou definovány procesem přizpůsobování křivek.

Přizpůsobování křivek

Obecně přizpůsobování křivek znamená odhadnutí analytické funkce nebo matematického výrazu, který by odpovídal co nejvíce experimentálním datům. Většinou se používá metoda nejmenších čtverců. Odhad modálních parametrů se provádí přizpůsobením křivky k datům přenosové funkce. Obrázek 5 ukazuje tři nejčastěji používané metody k určení modálních parametrů. Frekvence rezonanční špičky FRF se

považuje i za modální frekvenci. Tato špička by se měla objevit i na ostatních měřeních FRF. Šířka rezonanční špičky určuje modální tlumení. Tato šířka by měla být také stejná ve všech měřeních. A nakonec hodnoty špiček imaginární části ukazují vlastní tvary kmitů pro odezvu výchylky nebo zrychlení.



Obr. 5: Přizpůsobování křivek

Metody výběru a přizpůsobování křivek je možno rozdělit na lokální a globální. Lokální přizpůsobování se používá pro většinu těchto metod. Tyto metody určují polohy pólů z jednoho nebo jen několika měření. Předpokládá se, že tyto póly zůstávají pro celý soubor experimentálních dat neměnné. Nevýhoda této metody je v tom, že tento předpoklad není vždy splněn. Ke špatnému přizpůsobení většinou dochází u kmitočtových charakteristik kde je mnoho lokálních vlastních tvarů kmitů. Zde je lepší použít metody globálního přizpůsobování. U těchto metod se při odhadu pólu na základě metody nejmenších čtverců bere v úvahu celý soubor experimentálních dat. Tyto metody kladou větší důraz na globální a potlačují vlivy lokálních VTK.

Analytickou křivku vzniklou na základě odhadnutých parametrů má obsluha možnost kontrolovat a hodnotit stupeň a kvalitu přizpůsobení porovnávaných křivek.

2.3.3 Provozní tvary kmitů, PTK (Operating Deflection Shape, ODS)

Provozní tvary kmitů mohou být definovány jako výchylka struktury při určité frekvenci. Také mohou být definovány více obecně a to jako nucený pohyb dvou nebo více bodů struktury. Pohyb dvou nebo více bodů určuje tvar, ten je tvořen pohybem jednoho bodu relativně k jiným. Pohyb je vektor, což znamená, že má svoje umístění a směr. PTK mohou být určeny z jakéhokoliv pohybu v časovém okamžiku nebo v určité frekvenci. Odezva v časové oblasti, z které můžeme provozní tvary získat muže být náhodného, impulsního nebo sinového typu. Z frekvenční oblasti můžeme pro definování provozních tvarů použít měření lineárního spektra (FFT), vzájemné a vlastní spektrum, přenosové

funkce a speciální typ měření nazývaný přenosová funkce provozních tvarů kmitů (ODS FRF). **Provozní tvary kmitů závisí na působících silách a zatížení.**

Aby mechanický systém začal vibrovat je třeba aby na něj působila síla. Vynucené lineární vibrace elastické struktury vyjadřuje rovnice (2)

$$[M]\{x(t)''\} + [C]\{x(t)'\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \qquad (2)$$

kde {f(t)} je vektor externí síly nebo zatížení. Řešení rovnice (2) jsou provozní tvary kmitů.

Maticový model přenosové funkce

Ekvivalentní frekvenční oblast dynamického modelu může být zavedena podle Fourierovy transformace.

$$\{X(j\omega)\} = [H(j\omega)]\{F(j\omega)\} \qquad (3)$$

kde [H(jω)] = matice přenosové funkce

{X(jω)} = vektor diskrétní FT odezvy výchylky

{F(jω)} = vektor diskrétní FT externích sil

Protože skutečný systém má nekonečně mnoho stupňů volnosti, můžeme přenosovou funkci měřit tolikrát, kolikrát chceme. Každé měření jednoduše přidá jeden řádek a jeden sloupec matici přenosové funkce.

Frekvenční oblast provozních tvarů kmitů

PTK můžou být definovány jako řešení rovnice (3). Frekvenční oblast PTK je jednoduše definována jako odezva na působící sílu při určité frekvenci ($j\omega_0$)

$$\{PTK(j\omega_0)\} = [H(j\omega_0)]\{F(j\omega_0)\} \qquad (4)$$

Tato rovnice říká, že PTK jsou vyjádřeny součtem vektorů, kde každý z nich se rovná Fourierově transformaci budící síly vynásobenou sloupcem frekvenčních přenosových

funkcí odpovídajících vybuzení stupňů volnosti. Z toho je jasné, že PTK jsou závislé na působících vnějších silách.

Časová oblast provozních tvarů kmitů

Když provedem inverzní Fourierovu transformaci FFT(FFT^{1}) obou stran rovnice (4) dostaneme vyjádření časové oblasti PTK

$$\{PTK(t)\} = FFT^{-1}\{[H(j\omega)]\{F(j\omega\}\} \qquad (5)$$

Tato rovnice vyjadřuje PTK vektor v každém okmažiku pro který je FFT^{1} počítáno.

Obecně PTK jsou určeny hodnotou odezvy a fází v každém bodě struktury. Ve frekvenční oblasti PTK, která je popsána rovnicí (4), je to zřetelné. Lineární spektrum (FFT) je komplexní hodnota, s velikostí odezvy a fází v každé frekvenci. V časové oblasti jsou PTK určeny rovnicí (5), velikost odezvy a fáze jsou předpokládané. To znamená, že buď jsou všechny odezvy měřeny simultánně, nebo jsou měřeny za podmínek, které zaručují jejich přesnou velikost odezvy a fázi relativně k jiným něřením. Simultánní měření znamená, že pro všechny odezvy použijeme vícekanálový systém, umožňující simultánní navzorkování dat všech signálů odezev. To vyžaduje mnoho snímačů a jiného měřícího vybavení, které je velmi nákladné.

Opakované měření

Jestliže zařízení umožní opakovaná měření, lze získat data odezvy měřením jednokanálovým systémem. Abychom mohli považovat signál za schopný opakovaného měření musí být tvar vlny při libovolném měření za stejných podmínek shodný. To znamená, že musí být stejná a unikátní velikost a fáze odezvy. Bohužel podmínky pro toto jednoduché měření jsou zřídka dodrženy.

Měření za ustálených podmínek

Ustálené podmínky pro měření mohou být často dodrženy v případech, kdy nelze použít opakovaná měření. Stacionární podmínky jsou dodrženy, jestliže se vlastní spektrum signálu odezvy nemění v čase, nebo měření od měření. Je samozřejmé, že tvar časového průběhu se může měnit, ovšem spektrum musí zůstat beze změny.

Pro ustálené podmínky můžeme pro měření PTK použít dvoukanálový analyzátor, který je schopen počítat průměr tří spekter. Vzájemné spektrum obsahuje relativní fázi mezi dvěmi odezvami a vlastní spektrum přesnou velikost odezvy. Jestliže jsou dva signály odezvy měřeny simultánně, je vždy mezi nimi získána relativní fáze.

Měření frekvenční přenosové funkce PTK (ODS FRF)

K získání PTK se většinou používá tato metoda. Pomínky měření musí být také stacionární. Tímto měřením získáme přesné hodnoty odezev a fází. Velká výhoda je, že není třeba měřit budící síly, používá se tedy v případech kde to není možné. Měření probíhá tak, že jeden signál je použit jako referenční a průměrování tří spekter potom probíhá jako pro měření standartní přenosové funkce. Je provedeno měření vzájemného spektra mezi každou odezvou a referenčním signálem (odezvou). Každý PTK frek. přenos. funkce je tvořen tak, že je každé vzájemné spektrum vyměněno vlastním spektrem odezvy. Výsledek tohoto měření lze vyhodnoti a graficky zobrazit a animovat v příslušném softwaru na PC.

2.3.4 Porovnání a shrnutí vlastních a provozních tvarů kmitů

Vlastní tvary kmitů (VTK) jsou používány k charakterizaci rezonantních vibrací ve strojích, konstrukcích, obecně v mechanických soustavách. Provozní tvary kmitů jsou odezvou, která je vyvolaná silou, v určitém časovém okamžiku nebo frekvenci.

VTK jsou vlastní vlastností rezonančních mechanických systémů. PTK mohou být definovány pro jakoukoliv soustavu, která může rezonovat, ale nemusí.

PTK se mění se zatížením, VTK se nemění. PTK jsou naprosto libovolné, záleží pouze na kombinaci budících sil působících na soustavu. VTK se mění pouze se změnou fyzických vlastností (hmotnost, tuhost nebo tlumení) nebo okrajových podmínek soustavy.

PTK mohou odpovědět na otázku, " Jak moc se soustava v tomto okamžiku pohybuje (vibruje)?" VTK nemají žádnou jednotku, nemohou být tedy použity pro zodpovězení této otázky.)

VTK jsou řešením lineárních, stacionárních diferenciálních pohybových rovnic. Mohou být tedy pouze měřeny, jestliže soustava provádí lineární stacionární pohyb. PTK jsou definovány pro jakýkoliv typ pohybu, včetně nelineárního a časově proměnného pohybu.

VTK definují rezonance, které mohou být charakterizované jako energie, která se přesouvá uvnitř hranic soustavy a nemůže uniknou ven. PTK může být určeno pro nerezonanční soustavy, které tyto podmínky nesplňují.

Všechna určování vlastních tvarů kmitů jsou provedena měřením provozních tvarů kmitů, na které se pak aplikují určité způsoby interpretace nebo speciální zpracování naměřených dat (přizpůsobování křivek) za účelem dosažení modálních parametrů.

2.4 Metody analýzy zvuku

Pro pochopení metod analýzy zvuku, jako je měření akustického tlaku, výkonu a intenzity, je třeba si vysvětlit terminologii, s kterou se v této kapitole pracuje a na kterou navazuje velká část experimentu.

Aktivní a reaktivní zvukové pole, aktivní a reaktivní intenzita

Obecně můžeme říci, že zvukové pole má dvě složky : aktivní a reaktivní. V aktivním zvukovém poli se zvuková energie šíří, v reaktivním poli nikoliv. Dvě složky existují proto, že existují i dvě složky částicové rychlosti vzhledem k okamžitému tlaku. Rychlost ve fázi a rychlost mimo fázi se změnou akustického tlaku. V případě součinu akustického tlaku a rychlostí ve fázi hovoříme o aktivní intenzitě nebo pouze o intenzitě. Ta měří čistý tok akustické energie. Intenzita rovinné vlny ve volném poli je čistě aktivní. Reaktivní intenzita představuje potenciální energii vlnoplochy. Stojaté vlnění v trubce nemá žádnou intenzitu nebo tok energie, ale obsahuje potenciální energii ve formě

reaktivní intenzity. Akustické prostředí, které má významnou složku reaktivní intenzity je nazýváno reaktivním prostředím. Příklady reaktivního prostředí jsou například dozvukové komory, tělocvičny, sprchy atd.

Přítomnost reaktivní intenzity zapříčiňuje těžkosti při měření aktivní intenzity a to z důvodu redukované změny fáze přes distanční váleček sondy intenzity a růstu šumu pro nedokonalé přizpůsobení fáze systému sondy a analyzátoru.

Volné pole

Podmínky pro "Volné pole" existují, jestliže akustické vlně není bráněno při pohybu překážkami a nedochází tedy k odrazu nebo k difrakci. Takové podmínky se nacházejí jen ve volném venkovním prostoru nebo v akusticky mrtvém prostoru. Pro zvukové rozložení ve volném poli je charakteristický pokles hladiny akustického tlaku a intenzity ve směru šíření o 6 dB při zdvojnásobení vzdálenosti od zdroje zvuku. Podmínky pro volné pole mohou být frekvenčně závislé. Simulují se v bezdozvukové komoře, ale pouze pro frekvence nad 100 Hz, u nižších frekvencí dochází k tak velkým odrazům zvukové energie, že zvukové pole nemůže být považováno za volné.

Difúzní pole

Difúzní zvukové pole vzniká v prostoru, kde dochází k tak častému odrazu zvukových vln, takže hladina akustického tlaku je v každém místě prostoru stejná. Toto pole se aproximuje v dozvukových komorách. Ačkoliv je intenzita nulová, existuje teoretická závislost mezi tlakem v místnosti a jednostranně orientovanou intenzitou Ix. Je to intenzita v jednom směru, která nebere v úvahu stejnou složku opačného směru. Nemůže být měřena analyzátorem intenzity, ale je přesto užitečnou hodnotou. Měřením akustického tlaku můžeme použít vztah mezi tlakem a jednostranně orientovanou intenzitou k určení akustického výkonu.

Blízké pole

Blízké pole zvukového zdroje je složeno z reaktivního a aktivního pole intenzity. V této oblasti může být dominantní reaktivní intenzita nad aktivní. Dále od zdroje zvuku dochází k rychlejší disipaci reaktivního komponentu dokud se neobjeví odrazová plocha. Blízké pole je limitováno přibližně jednou vlnovou délkou od zdroje zvuku. V tomto poli

se vzduch chová jako systém s odpruženou hmotou. Energie je akumulována a cirkuluje bez toho, aby se šířila. Měření v blízkém poli mají tu výhodu, že je zde vyšší odstup signálu od hluku pozadí.

Vzdálené pole

Vzdálené pole je oblast za účinkem blízkého pole. Měření akustického tlaku pro účely výpočtu akustického výkonu musí být realizovány v tomto poli, protože jeden mikrofon nemůže rozlišit aktivní a reaktivní zvuk.

PI index (Pressure-Intensity Index, reaktivita) - L_{PI}

PI index je výborný indikátor akustického prostředí, protože ve volném poli, kde se tlak rovná intenzitě, je L_{PI} 0 dB. Ve velmi reaktivním prostředí může být intenzita o 15 - 20 dB menší než tlak. Prostředí s vysokým L_{PI} znmená, že měření intenzity bude velice složité. Lpi měří rozdíl mezi akustickým tlakem a intenzitou. Tento rozdíl vzniká v případě, když zvuk dopadá na sondu pod úhlem. Tím se redukuje měřený fázový posuv. Důvodem je to, že není účinná celá rozteč mezi mikrofony, ale pouze její průmět. Tím je tedy měřena i menší intenzita. Naproti tomu se akustický tlak jako skalární veličina s úhlem nemění.

RPI index (Residual Pressure-Intensity Index) - L_{RPI}

V případě, že je intenzita měřena v úplně reaktivním prostředí, jako například v kalibrační komůrce kde je akustický tlak na každý mikrofon stejný a je tedy rychlost částic nulová, analyzátor by měl ukazovat nulovou intenzitu. Z důvodu chyby způsobené nedokonalým přizpůsobením fáze systému bude přesto existovat určitý fázový rozdíl mezi signály, který je analyzátorem interpretován jako intenzita podél sondy, RPI index nebo index remanentní intenzity. Tato zjištěná intenzita je srovnávána s šumovým pozadím a určuje dolní hranici měřícího rozsahu. Tu nelze udávat jako absolutní hodnotu, protože závisí na hladině akustického tlaku.

Dynamická způsobilost

Dynamická způsobilost měřícího systému určuje limitní hodnoty akustického prostředí (rozsah Lpi), které zaručují přesné měření intenzity. Aby byla dosažena přesnost

1 dB, měla by být fázová změna mezi mikrofony pětkrát větší než fáze způsobená nedokonalým přizpůsobením fáze systému. To odpovídá požadavku, aby byl PI index o 7 dB nižší než RPI index. Dynamickou způsobilost získáme odečtením 7 dB od RPI indexu.

2.4.1 Akustický tlak a akustická rychlost

Jestliže je částice vzduchu přemístěna ze své střední pozice, dojde k dočasnému vzrůstu tlaku. Tento vzestup tlaku vede k tomu, že i sousední částice vzduchu je vytlačena ze své rovnovážné polohy, zatím co se první částice snaží opět zaujmout svoji původní polohu. Tento cyklický vzrůst a pokles tlaku vytváří zvukovou vlnu, která se šíří prostorem. Tento proces charakterizují dvě veličiny: akustický tlak, který je superponován tlaku barometrickému a akustická rychlost, se kterou osciluje částice prostředí kolem své rovnovážné polohy.

Měření akustického tlaku (SPL - Sound pressure level) poskytuje nejlepší indikátor odezvy lidského sluchu, ale měření SPL záleží na akustickém prostředí. V případě, že měření není prováděno v bezdozvukové komoře bude výsledek záležet na charakteristice místnosti. Parametry místnosti, které ovlivňují měření SPL jsou: absorpce zdí a podlahy, geometrie místnosti a objem. Další důležitý parametr měření je vzdálenost mikrofonu od zdroje zvuku. Pro přesné měření aktivního toku akustické energie je důležité snímat SPL ve větší vzdálenosti od vibrujícího povrchu. To nám zajistí eliminaci reaktivní složky a aktivní složka může být měřena přesně.

Měření SPL je nejjednodušší metoda analýzy hluku a v dnešní době také převládající. K převádění změn tlaku na elektrický signál se už 50 let používá kondenzátorový mikrofon. Signál se dále zesiluje a analyzuje. Zařízení potřebné k této analýze se stává stále výkonnější a méně nákladné, z důvodu použití analog-digitálních převodníků a integrovaných procesorů digitálního signálu v masové produkci elektroniky.

2.4.2 Intenzita zvuku

Veličina intenzita zvuku vyjadřuje tok energie v určitém bodě prostoru, tedy energii, která za jednotku času prochází jednotkovou plochou kolmou na směr vyzařování. Z toho vyplývá, že jednotka pro intenzitu zvuku je $W.m^{-2}$. Intenzita je vektorová veličina, má tedy

kromě velikosti i směr, který lze z měření získat. Je ale pravda, že obvykle měříme intenzitu v normálném směru, tady kolmo k ploše, kterou protéká zvuková energie. Další důležitá vlastnost intenzity je, že měříme střední hodnotu toku energie. V případě, kdy se energie pohybuje zároveň vpřed i zpět (při stojatém vlnění), není intenzita měřitelná, protože zde není čistý tok energie. Tok energie reprezentuje aktivní intenzita, naopak případ stojatého vlnění je vyjádřen reaktivní složkou intenzity (Viz kapitola 2.4 Aktivní a reaktivní z. pole).

Měření intenzity není tak jednoduché, jako měření tlaku. Intenzita zvuku je počítána v reálném čase z naměřeného tlaku a rychlosti částic. K měření potřebujeme sondu, která je složena ze dvou proti sobě stojících mikrofonů, ty současně snímají akustický tlak. Z rozdílů tlaků lze potom určit okamžitou akustickou rychlost. Protože rychlost je vektorová veličina a tlak je skalární veličina, intenzita je také vektor, viz rovnice.

$$\vec{I} = P \times \vec{v}$$

Největší technický problém při měření akustické intenzity je měření rychlosti. Metoda rozdílu akustických tlaků je v současnosti nejlepší způsob měření rychlosti částic. Z pohybové rovnice může být odvozen vztah mezi rychlostí a rozdílem tlaků tak, že rychlost může být zpočítána z rozdílů tlaků mezi dvěma mikrofony. Jestliže v_s je složka rychlosti podél osy sondy, potom intenzita podél sondy je rovna rychlosti násobené tlakem:

$$I_{sondy} = P \times v_{sondy}$$

Z meteorologie víme, že vítr vane mezi dvěma místy, jestliže je mezi nimi rozdíl tlaků. Podobně v akustice, rozdíl tlaků zapřičiňuje zrychlení molekul. Pro tok stlačitelné kapaliny nám druhý Newtonův zákon ukáže vztahy mezi tlakem, hustotou a změnou rychlosti:

$$-\frac{\partial P}{\partial x}(x,t) = \rho_0 \frac{\partial v}{\partial t}(x,t)$$

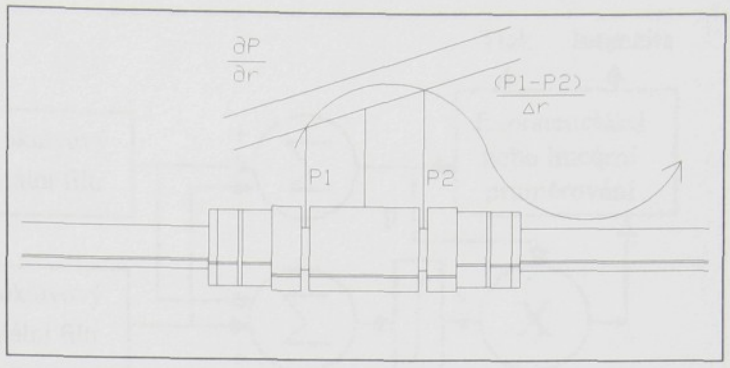
kde ρ_0 je hustota vzduchu,

$\frac{\partial P}{\partial x}(x,t)$ je gradient tlaku

$\frac{\partial v}{\partial t}(x,t)$ je velikost změny rychlosti (zrychlení).

Když přepíšeme předchozí rovnici pro účely změny rychlosti, dostaneme:

$$\frac{\partial v}{\partial t}(x,t) = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial P}{\partial x}(x,t).$$



Obr. 6: sonda pro měření intenzity

Pro sondu akustické intenzity podle obrázku 6 je gradient tlaku $\frac{\partial P}{\partial x}(x,t)$ aproximován touto rovnicí:

$$\frac{\partial P}{\partial x}(x,t) \cong \frac{P_1 - P_2}{\Delta r}$$

kde Δr je rozteč mikrofonů.

Protože rychlost je integrál zrychlení:

$$v = \int_0^t \frac{\partial v}{\partial t}(x,t)dt,$$

je rychlost na sondě intenzity :

$$v = -\frac{1}{\rho_0}\int_0^t \frac{P_1 - P_2}{\Delta r}dt.$$

Tato rovnice představuje měření akustické rychlosti přímo ve středu rozteče mezi oběma mikrofony. Rovnice pro výpočet tlaku ve stejném bodě je jednodušší:

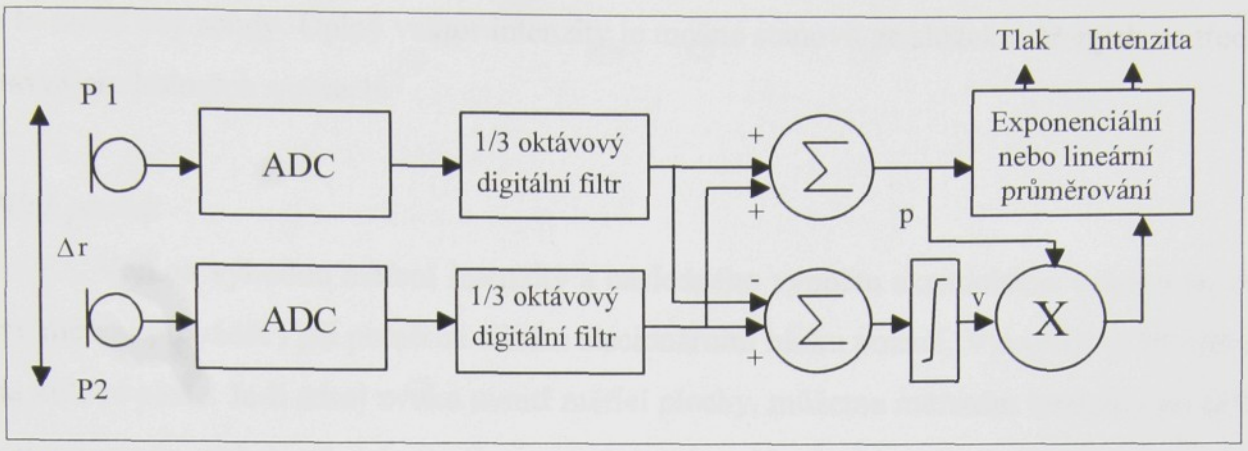
$$P = \frac{P_1 + P_2}{2}.$$

Vztah pro výpočet akustické intenzity podél sondy je tedy:

$$I_{sondy} = P \times v_{sondy} = \left\{\frac{P_1 + P_2}{2}\right\} \times \frac{-1}{\rho_0}\int_0^t \frac{(P_1 - P_2)}{\Delta r}dt,$$

$$I_{sondy} = -\frac{P_1 + P_2}{2\rho_0 \Delta r}\int_0^t (P_1 - P_2)dt.$$

Tento algoritmus je používán v analyzátorech k okamžitému výpočtu intenzity ze dvou simultánních měření tlaku. Obrázek 7 ukazuje metodu a způsob počítání akustické intenzity. Protože nás intenzita zajímá v každém 1/3 oktávovém pásmu, každý tlakový signál prochází systémem digitálních 1/3 oktávových filtrů.



Obr. 7: výpočet intenzity z dvou mikrofonů v 1/3 oktávovém pásmu

Tyto výpočty mohou být realizovány dvěma způsoby: buď přímo použitím integrátorů a filtrů (analog. nebo digital .) k provádění postupu krok za krokem, nebo použitím FFT analyzátoru. U FFT analyzátoru se intenzita určí jako imaginární část vzájemného spektra obou signálu z mikrofonů. Oba postupy vedou ke stejnému cíly - k určení intenzity. Pro úplnost uvádím vztah pro frekvenční určení intenzity pomocí FFT analyzátoru:

$$I = -\frac{1}{\rho\omega\Delta r} ImG_{21}$$

kde ω je úhlová rychlost

G_{21} je imaginární část vzájemného spektra.

Sonda

Tvar sondy je zřejmý z obrázku 6, tvoří ji dva mikrofony, které jsou postaveny čelem k sobě. Mezi nimi je přesně definovaná vzdálenost distančními válečky různých rozměrů, pro měření nízkých frekvencí se používají delší válečky, pro vyšší frekvence kratší válečky (velikost válečků: 6,8,5,12 a 50 mm). Mění se i velikost mikrofonů podle měřené frekvence, pro nižší fr. se používají 1/0´´ mikrofony, pro vyšší fr. od 10kHz 1/4´´ mikrofony. Zkoušela se i jiná uspořádání mikrofonů, která jsou rovněž funkční (třeba vedle sebe), ale nejvyšší účinnost má uvedené uspořádání.

Směrová charakteristika má tvar osmičky a je popsána kosinovou funkcí. Charakteristika vyplývá z geometrie sondy a z výpočtu, který analyzátor provádí. Protože je akustický tlak skalární veličinou, měli by mít oba mikrofony stejnou odezvu. Tzn. citlivost ve všech směrech stejnou, tedy kulovou charakteristiku. Naproti tomu intenzita je vektor. Se sondou, která má dva mikrofony, neměříme vektor, ale měříme složku v jednom směru

a to podél osy sondy. Úplný vektor intenzity je možné stanovit ze složek měřených ve třech navzájem kolmých směrech.

Hluk pozadí

Velkou výhodou měření intenzity a následného výpočtu akustického výkonu je, že lze měření provádět i při poměrně silném stacionárním hluku pozadí. Vysvětlit to lze třeba na kulové ploše. Je-li zdroj zvuku uvnitř měřící plochy, můžeme měřením intenzity po celé kulové ploše získat střední vyzařovanou intenzitu. Vynásobíme-li ji plochou povrchu koule, získáme vyzařovaný celkový zvukový výkon.

Jestliže nyní přemístíme zdroj zvuku ven, mimo měřící plochu a zkusíme měřit intenzitu, naměříme nulovou hodnotu. Vždy naměříme energii vstupující do měřící plochy, ale na druhé straně energie z plochy vystupuje tak, že celkové rozložení energie vyzařované z kulové plochy je nulové. Zvukové zdroje ležící mimo měřící plochu nemohou tedy ovlivnit měření výsledné intenzity. V praxi je dokonce možné provádět měření při *stacionárních* zdrojích pozadí, která mají o 10 dB vyšší hladinu, než je hladina měřeného zdroje zvuku a to s přesností 1 dB.

Podmínky, které mohou negativně ovlivnit měření jsou:

Nestacionární zdroj hluku, to znamená, že hladina hluku nesmí během měření kolísat. Malé náhodné kolísání může být eliminováno delší dobou průměrování.

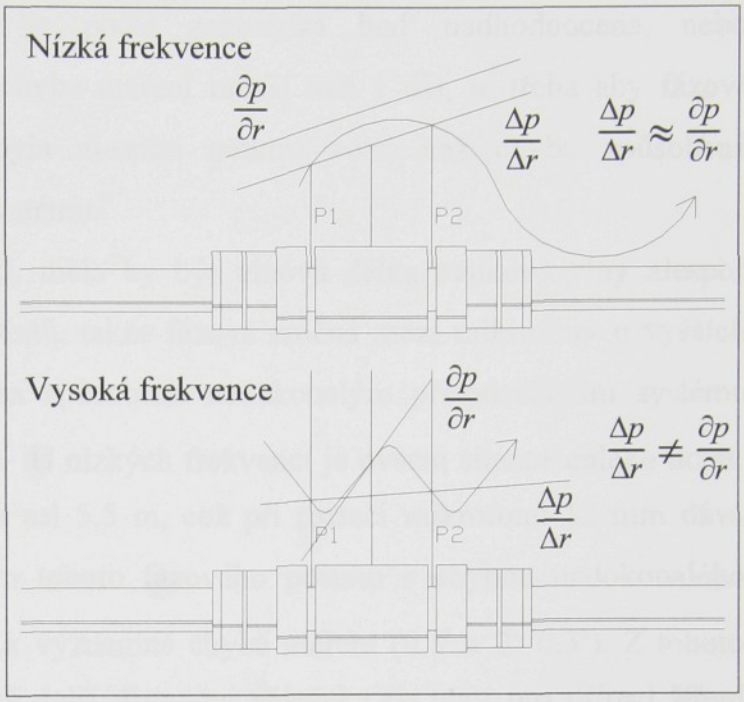
Uvnitř měřící plochy se nesmí nacházet žádná plocha pohlcující zvuk, protože by se narušila rovnováha zvuku vstupujícího a vystupujícího, což by vedlo k chybným výsledkům.

Omezující faktory pro měření intenzity zvuku

Hlavní frekvenční limit:

Chyba způsobená linearizací gradientu tlaku. Tato chyba se projevuje při měření zvuku o vyšší frekvenci, charakterizuje se jako systematická chyba, neboť je závislá pouze na výšce frekvence. Podstata této chyby spočívá v tom, že tlakový gradient je stanoven pouze na základě rozdílu tlaků na mikrofonech sondy. Názorně je tato situace zobrazena na obrázku 8. Pokud je vlnová délka měřeného signálu velká, odpovídá lineární náhrada gradientu tlaku s dostatečnou přesností směrnici křivky tlaku. Jestliže se akustický tlak mezi oběma mikrofony mění rychle, frekvence je vysoká, potom gradient tlaku

neodpovídá lineární náhradě. Sonda snímá pouze malou relativní změnu tlaku a "ignoruje" vysoké gradienty tlaku uprostřed mezi mikrofony. Chyby, které tato lineární náhrada způsobuje jsou dvě. Chyba v nepřesnosti tlaku i rychlosti. Tyto chyby se tedy projeví v případě, že je vlnová délka měřeného zvuku malá vůči rozteči mikrofonů Δr. Pro danou rozteč mikrofonů Δr tak dostáváme frekvenční omezení, při jehož překročení zřetelně stoupá chyba měření.



Obr. 8: Frekvenční omezení

Chyba mezi skutečnou intenzitou a naměřenou je závislá na rozteči mezi mikrofony a vlnové délce:

$$e_{sonda} = 10\log\left(\frac{\sin\left(2\pi\frac{\Delta r}{\lambda}\right)}{2\pi\frac{\Delta r}{\lambda}}\right).$$

Dolnofrekvenční omezení

Chyba způsobená nedokonalým přizpůsobením fáze.

Velikost chyby, která je způsobena nedokonalým přizpůsobením fáze mezi oběma kanály systému měřícího přístroje určuje dolní frekvenční hranici pro měření intenzity zvuku. Nyní budeme charakterizovat časové a prostorové změny amplitudy zvukové vlny. Vlnová délka odpovídá rotaci fázoru signálo o 360°. Rozteč mezi mikrofony sondy může být vyjádřena jako zlomek vlnové délky nebo jako fázová změna mezi dvěma body (polohami mikrofonů). Intenzita je určena přímo touto fázovou změnou, bez změny fáze nedochází k šíření zvuku a není tedy možné měřit intenzitu.

Vzhledem ke konstrukci, vykazují analyzátory napatrné časové posunutí mezi oběma kanály, což se projeví určitou fázovou chybou. Tato chyba, způsobená nedokonalým přizpůsobením fáze systému je u analyzátoru B & K menší než $\pm$ 0,3° . Tato chyba je

systematická a hodnota intenzity je podle znaménka buď nadhodnocena, nebo podhodnocena. Aby byla výsledná chyba měření menší než 1 dB, je třeba aby fázová změna signálu mezi mikrofony byla alespoň pětkrát větší než chyba způsobená nedostatečným přizpůsobením fáze systému.

Aby byla chyba co nejmenší, měla by být vlnová délka zvukové vlny alespoň šestkrát větší, než vzdálenost mikrofonů, takže fázová změna mezi mikrofony u vyšších frekvencí je pak 60° . Potom chyba způsobená nedokonalým přizpůsobením systému nehraje tak velkou roli (60° a ±0,3°). U nízkých frekvencí je ovšem situace daleko horší. Na frekvenci 63 Hz je vlnová délka asi 5,5 m, což při rozteči mikrofonů 12 mm dává fázový posun jen 0,8° . Porovnáním tohoto fázového posunu s chybou nedokonalého přizpůsobení fáze systému dojdeme k významné chybě měření (0,8° a ± 0,3°). Z tohoto důvodu je pro nízké frekvence nutný delší distanční váleček. To platí pro případ šíření zvuku ve směru osy sondy ve volném zvukovém poli. Pro reaktivní nebo difúzní pole nebo pro šikmý dopad zvukových vln vychází zpravidla nepatrná fázová změna.

2.4.3 Akustický výkon

Akustický výkon je veličina, která se dnes používá v technické praxi pro srovnávání emitace energie různých zařízení. Je to dáno tím, že výkon je skalár vzniklý z intenzity, která je vynásobená plochou. Tím je zaručená možnost srovnání s jiným zařízením. Akustický výkon je akustická energie emitovaná nějakým zařízením za časovou jednotku. Úroveň akustického výkonu mnoha zařízení je celkem nízká, např. mlýnek na kávu emituje pouze 0,005 W akustického výkonu. Některá zařízení ovšem emitují obrovská množství energie, např. raketa při startu může vyzářit 100 MW akustického výkonu.

Akustický výkon má jednotky W, ale obvykle je uváděn v dB s referenční hladinou 1pW :

$$L_W = 10\log\left(\frac{W}{W_0}\right),$$

kde $W_0 = 10^{-12}$ W a W je celkový akustický výkon.

Protože nemůžeme měřit akustický výkon přímo, musíme použít jiné metody. Akustický výkon můžeme získat dvěmi matodami:

1. Měřením akustického tlaku viz. kapitola 2.4.1

2. Měřením intenzity viz. kapitola 2.4.2 a 3.2.4.

1. Měření akustického tlaku není nutné detailně rozebírat, protože metodika měření je obecně velice dobře známá a dostupná. Způsob výběru měřících míst a vytvoření sítě je velice podobný měření intenzity viz. kapitola 3.2.4, kde je tento problém rozebrán. Důležitý parametr měření akusického tlaku je prostředí. Je nutné měřit v bezdozvukové komoře z důvodu dosažení podmínek volného pole. Pro kontrolu šumu pozadí se provádí měření v každém bodě, v kterém bude umístěn mikrofon. Pak se porovnávají dosažené hodnoty úrovně akustického tlaku. Hodnoty a tedy i měřící body jsou akceptovatelné, jestliže je rozdíl v dB mezi nejvyšší a nejnižší úrovni menší než počet měřících bodů na měřícím povrchu.

Zajímavý je způsob vyhodnocení měření akustického tlaku. Akustický tlak je ve všech měřících mistech korigován na hluk pozadí. Celkový průměrný akustický tlak na měřící ploše je počítán takto:

$$\bar{L}_{pA} = 10\log\left(\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} 10^{0,1L_{pAi}}\right),$$

kde N je počet měřících míst na měřící ploše

L_{pAi} je korigovaný, A - vážená úroveň akustického tlaku v každém měř. bodě

$\bar{L}_{pA}$ je A - vážený průměrný akustický tlak na měřící ploše.

Celková úroveň A - váženého akustického výkonu se určí podle této rovnice:

$$L_{WA} = \bar{L}_{pA} + 10\log\left(\frac{S}{S_0}\right),$$

kde S je celková plocha měřící plochy v m^2

S_0 je referenční plocha, která je 1 m^2.

Tato rovnice platí pouze pro měření standartní plochy (každé měření reprezentuje stejnou plochu). Jestliže je použitý jiný odstup mikrofonů, znamená to, že každý mikrofon pokrývá jinou plochu. Potom je třeba pro výpočet jinou rovnici:

$$\bar{L}_{WA} = 10\log\left(\sum_{i=1}^{N}(10^{0,1L_{pAi}} \times S_i)\right),$$

kde S_i je plocha pokrytá i-tým mikrofonem.

2. Měřením intenzity lze také změřit akustický výkon emitovaný zařízením. V minulosti bylo velice užitečné měření akustického výkonu nereálné pro mnoho menších podniků,

protože zařízení na měření pomocí akustického tlaku bylo velmi nákladné (bezdozvuková komora, atd.). Dnes lze použít měření, které odstranilo nutnost bezdozvukové komory. Je to měření akustické intenzity. Neznamená to ovšem, že tato metoda není nákladná, ale cena aparatury klesá a technické i užitné parametry FFT analyzátorů rostou. Také je důležitá podpora norem, ale od roku 1992 je již měření akustického výkonu metodou měření intenzity považováno za důvěryhodné a doporučené.

Velká výhoda měření intenzity je, že vnější stacionární zdroj zvuku nenarušuje měření. A nejčastější běžné zdroje zvuku jsou stacionární.

Vzorec pro výpočet průměrné akustické intenzity určitého měřícího povrchu:

$$\bar{I} = \frac{\sum_{i=1}^{N} I_i S_i}{\sum_{i=1}^{N} S_i},$$

kde N je počet měřících míst,

S_i je plocha a

I_i je složka intenzity kolmá k S_i.

Úroveň akustické intenzity na určitém povrchu je:

$$\bar{L}_I = 10 \log\left(\frac{|\bar{I}|}{I_0}\right),$$

kde $\bar{L}_I$ je průměrná úroveň ak. intenzity na ploše,

$|\bar{I}|$ je absolutní hodnota akustické intenzity a

I_0 je refenční intenzita, která je 1 pW/m^2.

A na konec výpočet úrovně akustického výkonu, ta se vypočítá takto:

$$L_W = \bar{L}_I + 10 \log\left(\frac{S}{S_0}\right).$$

Všechna měření mohou být vážena váhovou funkcí A a pak se hladina L_W bude označovat jako L_{WA}.

2.5 Výběr vhodných metod pro měření

Po zvážení všech možných metod analýzy, které jsou uvedeny v celé druhé kapitole, jsme vybrali pouze měření účelná. To znamená, že jsme neprováděli experimenty na které sice máme potenciál, ale které by nepřispěli k vyřešení problému brusek.

Analýzu vibrací zastupuje měření dle metodiky **ISO**, měření dle ČSN jsme v rámci diplomové práce neprováděli z důvodů uvedených v kapitole 2.2, máme je však k dispozici z předcházejících měření. Dále jsme prováděli měření provozních tvarů kmitů (**PTK**), protože tato metoda nám může pomoci k utvoření celkové představy o chování brusky v provozu. Provádění měření vlastních tvarů kmitů by nám vzhledem k četným nelinearitám v brusce (ložiska, křídlová motor, vůle atd.) nepřineslo žádné výsledky. Proto jsme VTK neměřili.

Z metod analýzy zvuku jsme prováděli měření akustické **intenzity**. Měření intenzity je velice vhodná metoda pro identifikaci zdrojů hluku a tedy i vibrací na zařízení. Dále jsme z intenzity dopočítali akustický **výkon**. Ten je důležitý z hlediska reprodukovatelnosti a porovnání, také je to standartní veličina v inženýrské praxi.

3. Experimentální část

3.1 Podmínky měření

K měření jsme měli k dispozici tři brusky, dvě z nové řady PB 35G 25YK a PB 35G 25XK se liší pouze způsobem pouštění, resp. otevírání ventilu, třetí bruska byla starší typ PB 35B 25YK. Každou metodou jsme měřili *všechny tři* brusky. Všechna měření probíhala za stejných podmínek. Brusky byly před měřením řádně promazány. Pro přívod vzduchu byl použit kompresor typu: 20 SK-75-2, který udržoval automaticky úroveň tlaku na hodnotě 0,6 MPa. Kolísání otáček způsobené změnami tlaku bylo zanedbatelné.

K měření jsme používali dvoukanálový analyzátor Brüel & Kjaer 2148 a snímače zrychlení, obojí kalibrované.

Měření přenosu vibrací na ruce byla realizována prostřednictvím metodiky doporučované ISO 8662-4.2, viz kapitola 2.2.2 a 3.2.2.

Při měření provozních tvarů kmitů byl referenční snímač upevněn pomocí vosku. Měření bylo provedeno dle běžných postupů pro tuto metodu, viz kapitola 2.3.3.

Pro měření intenzity zvuku je nutné dodržet určité podmínky, není např. dobré, jestliže by se v pozadí objevil rušivý zvuk, který by trval delší dobu. Krátkodobé rušení se díky průměrování neprojeví tak nepříznivě. Tyto podmínky jsme během měření dodrželi. Při tomto měření jsme používali nevývahu, která je vyrobena pro měření přenosu vibrací na ruce, viz kapitola 2.4.2 a 3.2.4.

3.2 Návrh metodiky analýzy brusky

Pro brusku, ale i pro zařízení konstrukčně podobná je třeba pro získání co nejvíce informací zvolit určité metody analýzy. Výběr měření a důvody, proč tato měření použít nám zodpověděla kapitola 2.5.

V této kapitole se budeme podrobně věnovat jednotlivým zvoleným metodám a konkrétně rozhodneme jak je pro brusky použít a co od nich budeme očekávat. První krok v analýze jakéhokoliv zařízení je rozbor jeho konstrukce, poté je důležité změřit vibrace zařízení. Tyto dvě metody jsou poměrně jednoduché a nejsou tak nákladné. Lze říci, že z těchto metod už je možné určit některé zdroje vibrací, ale v některých případech si nemůžeme být jisti, protože zde hraje velkou roli zkušenost operátora, který tento rozbor provádí.

K přesnému určení zdrojů hluku a tedy i vibrací existuje spolehlivá a objektivní metoda, jako je měření intenzity zvuku, která je ovšem poměrně nákladnější.

Další možnost, jak zkvalitnit představu o celkovém chování zařízení je metoda měření provozních tvarů kmitů. Opět, tato metoda vyžaduje nákladné vybavení.

3.2.1 Rozbor konstrukce brusky

Rozbor konstrukce brusky byl umožněn poskytnutím dokumentace a jedné rozebrané brusky typu PB 35G 25XK. Pohon brusek je zabezpečen křídlovým pneumatickým motorem.

Technické parametry této brusky jsou :

počet otáček naprázdno	14 000 rpm
výkon	0.45 kW
spotřeba vzduchu	0.6 $m^3.min^{-1}$
pracovní přetlak	0.6 MPa
max brousícího tělíska	35 mm
upínací kleština	6 mm
jmenovitá světlost hadice	10 mm
hmotnost brusky	0.4 Kg

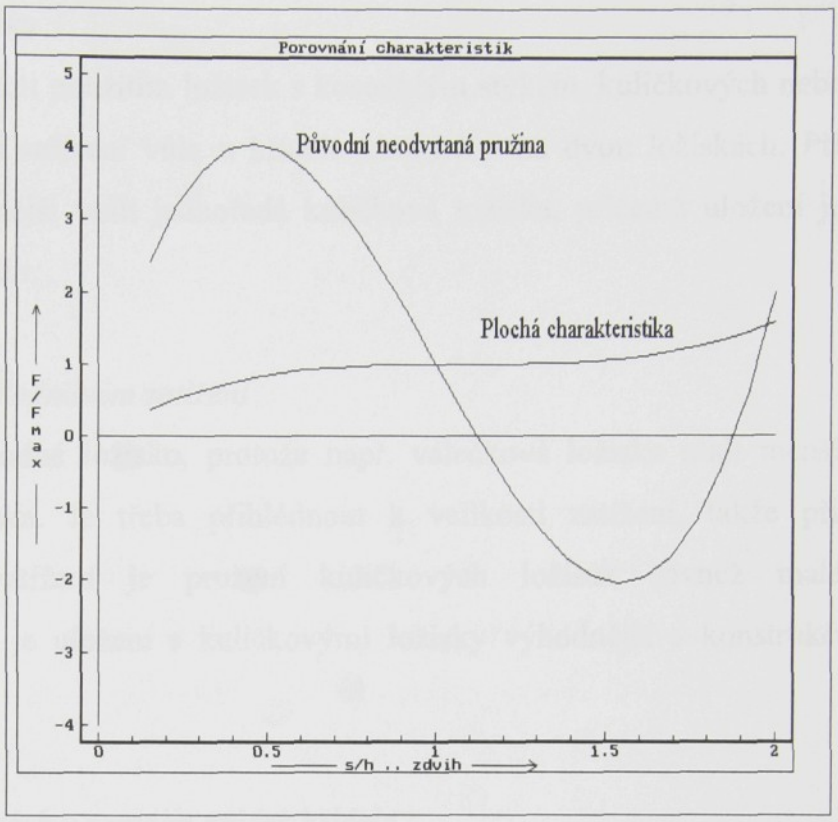
Konstrukce této brusky vychází z běžně publikovaných konstrukcí. Hlavní části jsou: rotor křídlového motoru, lopatky, tělo kříd. motoru, regulátor, dvě ložiska, tělo brusky, víčka, spouštěcí mechanizmus, plášť brusky, kleštiny. Kleština je vložena v hřídeli, který je kompaktní částí rotoru.

Při zamyšlení nad zdroji vibrací a hluku nás napadne, že největšími zdroji jsou ložiska, křídlový motor a odcházející vzduch. Konstruktéři této brusky se nad těmito problémy také zamysleli a použili na tělo brusky tlumící plastickou hmotu. Také se pokusili o vytvoření předpětí na ložiskách. Tento záměr, který by opravdu měl snížit vibrace se ovšem nepovedl. Pro předpětí ložisek se použilo původně talířových pružin. U těch vznikly problémy při montáži, protože docházelo k znechybnění rotoru vzniklým axiálním posunem hřídele z důvodu vymezení ložiskové vůle a zmačknutí talířové pružiny. Tento posun opřel čelo rotoru o víčko a působící axiální síla rotor znehybnila. Úvahy konstruktérů se ubírali směrem ke zmenšení axiální síly vyvinuté talířovou pružinou a došlo k odvrtávání aktivního poloměru. Tím opravdu došlo ke zmenšení síly pružiny, ale zároveň k druhotné změně charakteristiky pružiny.

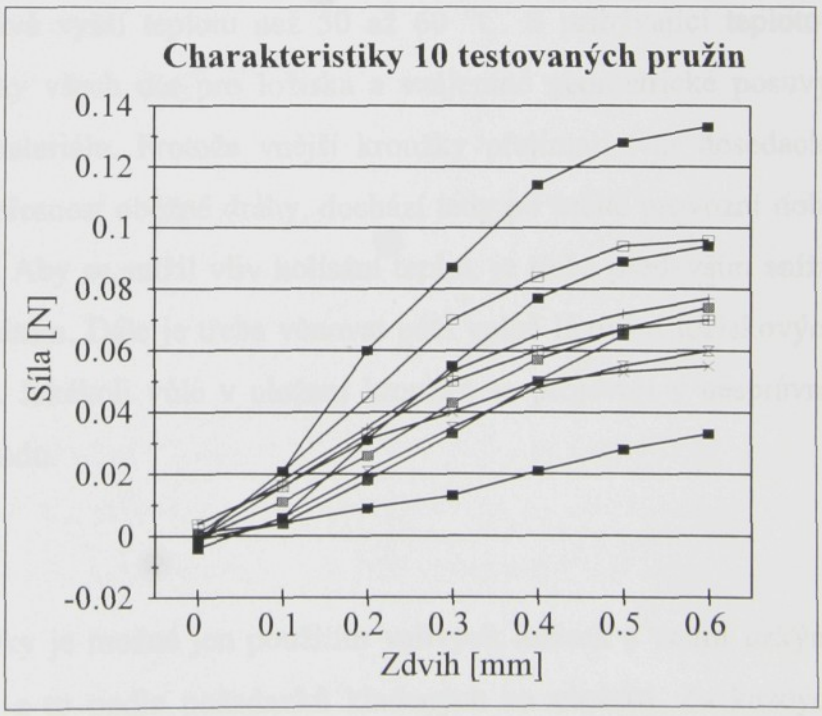
Charakteristika pružiny, která by byla vhodná pro předpětí ložisek je sedlová. To znamená, že závislost poměru síly pružiny k síle maximální (F/Fmax) na poměru průhybu k zdvihu (s/h) je v určité oblasti zdvihu plochá, tzn. že se v tomto rozsahu zdvihů síla nemění. Oba poměry se v této oblasti pohybují kolem jedné. Jedná se tedy o sílu maximální a průhyb se rovná zdvihu, pružina je tedy rovinná, viz obrázek 8.

Charakteristika původní neodvrtané pružiny se tomuto potřebnému průběhu vůbec nepodobala, viz obrázek 8.

Protože si tyto talířové pružiny výrobce brusek vyrábí sám, poskytnul mi deset náhodně vybraných. Nechali jsme změřit charakteristiky těchto pružin a výsledek dopadl podle očekávání. Charakteristiky nebyly sedlové a ani dvě z deseti nebyly totožné, viz obrázek 9. Na závěr můžeme uvést, že původní neodvrtané ale i dnes používané pružiny jsou pro účel předpětí ložisek nevhodné.



Obr. 8: Porovnání charkteristik talířových pružin



Obr. 9: Charakteristiky 10 testovaných pružin

Rozbor ložisek

V brusce typu PB 35G 25YK jsou použita dvě jednořadá kuličková ložiska, přední (tzn. u brousku) je menší typ, d=15 mm D=28 mm dle SKF 61902, druhé je větší d=12 mm, D=28 mm dle SKF 6001. Mezní otáčky obou ložisek jsou nad 24 000 ot/min, takže otáčky brusky (12 000 ot/min) jsou v povoleném rozsahu. Všeobecné požadavky na přesnost chodu uložení rotoru jsou tyto:

1. možnost seřízení vůle v ložisku

Tuto podmínku lze splnit použitím ložisek s kosoúhlým stykem, kuličkových nebo kuželíkových, které umožňují seřízení vůle u hřídele uloženého na dvou ložiskách. Při vysokých otáčkách je výhodnější volit jednořadá kuličková ložiska, přičemž uložení je seřízeno bez vůle pomocí pružin.

2. malé pružení ložisek při proměnlivém zatížení

Zde je třeba volit vhodné ložisko, protože např. válečková ložiska mají menší pružení než kuličková ložiska. Je třeba přihlédnout k velikosti zatížení, takže při proměnném, ale malém zatížení je pružení kuličkových ložisek rovněž malé a i z ekonomických důvodů je uložení s kuličkovými ložisky výhodnější a konstrukčně jednodušší.

3. malé kolísání teplot v ložiskách v rozsahu otáček hřídele

O této podmínce se většinou neuvažuje a považuje se za samozřejmou. Obvykle se předpokládá, že uložení nemívá vyšší teplotu než 50 až 60 °C. S přibývající teplotou vznikají změny tvaru a polohy všech děr pro ložiska a vzájemné geometrické posuvy. K tomu se připojují vlivy materiálu. Protože vnější kroužky přejímají tvar dosedacích ploch, a tím se mění i tvar a přesnost oběžné dráhy, dochází tedy po určité provozní době ke zhoršení přesnosti uložení. Aby se snížil vliv kolísání teplot, je třeba především snížit teplotu ložisek vhodným mazáním. Dále je třeba věnovat péči volbě lícování ložiskových kroužků v tělese a na hřídeli. Jakékoli vůle v uložení kroužků se projevují v nesprávné poloze hřídele a neklidném chodu.

4. vysoká přesnost uložení

Splnění čtvrté podmínky je možné jen použitím valivých ložisek s velmi úzkými tolerancemi přesnosti chodu, a to podle požadavků kladených na uložení. Za každých okolností musí být rovněž připojovací součásti velmi přesně vyrobeny.

S přesností chodu přímo souvisí i hlučnost uložení. U valivých ložisek vzniká při otáčení hluk, jehož síla a frekvence závisí na různých činitelých : rychlosti, přesnosti tvaru, jakosti povrchu, zatížení, vlastnostech materiálu a čistotě ložiska. Hlučnost, jak je uvedeno

výše lze snížit předpětím ložisek. Požadované přepětí se vypočte podle následujícího vztahu :

$$F = k.d$$

kde F je předepínací síla, N

k je součinitel

d je průměr díry ložiska, mm

součinitel k se podle konstrukce volí od 5 do 10, v některých případech i 20 (SKF). Jiní autoři doporučují přímo hodnotu souč. k=5. Při výpočtu předepínací síly je třeba si uvědomit, že tuhost se zvýší pouze nepatrně, jakmile přepětí překročí určitou optimální hodnotu, zatímco tření a tedy i provozní teplota v ložisku prudce vzroste. Následkem toho se prudce sníží trvanlivost ložiska vlivem přídavného konstantního zatížení. Vypočtené předpětí je třeba korigovat podle výsledků testování v provozu.

Další možné příčiny zvýšených vibrací ložisek jsou:

nesouosost - Aby nedošlo ke zvýšení hlučnosti ložisek, nesmí být chyba v souososti u malých ložisek větší než 0,05°.

rezonance - Je třeba dbát na to, aby vibrace vycházející z ložiska nebudily v okolních součástech frekvence odpovídající jejich vlastním frekvencím.

Křídlový motor

Princip motoru : rotor, nesoucí v radiálních drážkách lopatky je výstředně uložen ve statoru. Při otáčení rotoru jsou křídla odstředivou silou přitlačována na vnitřní povrch válce a vytvářejí tak spolu s rotorem a válcem komůrky proměnné velikosti. Přiváděný vzduch tlačí na křídlo a způsobuje rotaci pístu. V komůrkách dochází k částečné expanzi. Teplo vzniklé třením lopatek ohřívá vzduch, proto u menších motorů je expanze téměř izotermická.

V brusce použitý křídlový motor má stator i rotor vyrobený z oceli, křídla jsou vyrobena z umělé hmoty. V Narexu se nové motory navrhují na základě zkušeností a požadované parametry se dosahují experimentálně. Byla zde absence jakéhokoliv výpočtového modelu. Jedinou prací, která přispěla k shrnutí problematiky je disertační

práce Ing. Radima Olšovského "Příspěvek k teorii a výpočtu lamelového pneumatického motoru". Tato práce je ovšem zaměřena na konstrukční výpočet motoru, jeho charakteristiky apod. Literatura, která by pomohla řešit problematiku dynamických poměrů v křídlovém motoru není k dispozici. Máme k dispozici pouze studii zahraničního výrobce křídlových kompresorů. Bohužel, rozdíly mezi motorem a kompresorem jsou z dynamického hlediska značné. Hlavní rozdíly jsou v otáčkách, rozměrech, podmínkách mazání křídel, rozdílné toleranci drážky v rotoru a tloušťky křídla, rozdílném tlaku aj. Přesto můžeme pro představu uvést síly, ktaré na křídlo motoru působí.

Hmotová síla $F_m=F_o+F_k$

Odstředivá síla $F_o=m.r.\omega$

Coriolisova síla $F_k=2.m.\omega.v_r$

kde m je hmotnost křídla [kg]

r je poloměr těžiště křídla (mění se periodicky za otáčku) [m]

$\omega = 2.\pi .f_r$ - úhlová rychlost [$rad.s^{-1}$]

v_r je radiální rychlost křídla [$m.s^{-1}$]

Coriolisova síla působí kolmo na průvodič v rovině kolmé k ose rotace. Dynamické budící síly mají charakter rázového buzení.

Frekvence buzení

Z uvedeného rozboru sil na křídlo plyne harmonické buzení od odstředivé F_o a Coriolisovy F_k s rotorovou frekvencí:

$$f_r=\frac{n}{60}$$

kde n je otáčková frekvence turbíny [min^{-1}]

f_r je rotorová frekvence [Hz].

S ohledem na neharmonický průběh sil F_t, F_p a F_c lze v odezvě kmitání očekávat frekvence :

$$f_{rk} = k.f_r$$

pro k=1 základní (1. harmonická) frekvence

k=2, 3, 4, 5 vyšší harmonické frekvence

k=1/2, 1/3 subharmonické

k=1.5, 2.5, 3.5 interharmonické.

Další možné buzení má původ v lopatkách motoru. Frekvence tohoto buzení je rotorová frkevence násobená počtem lopatek:

$$f_l = fr.n_l$$

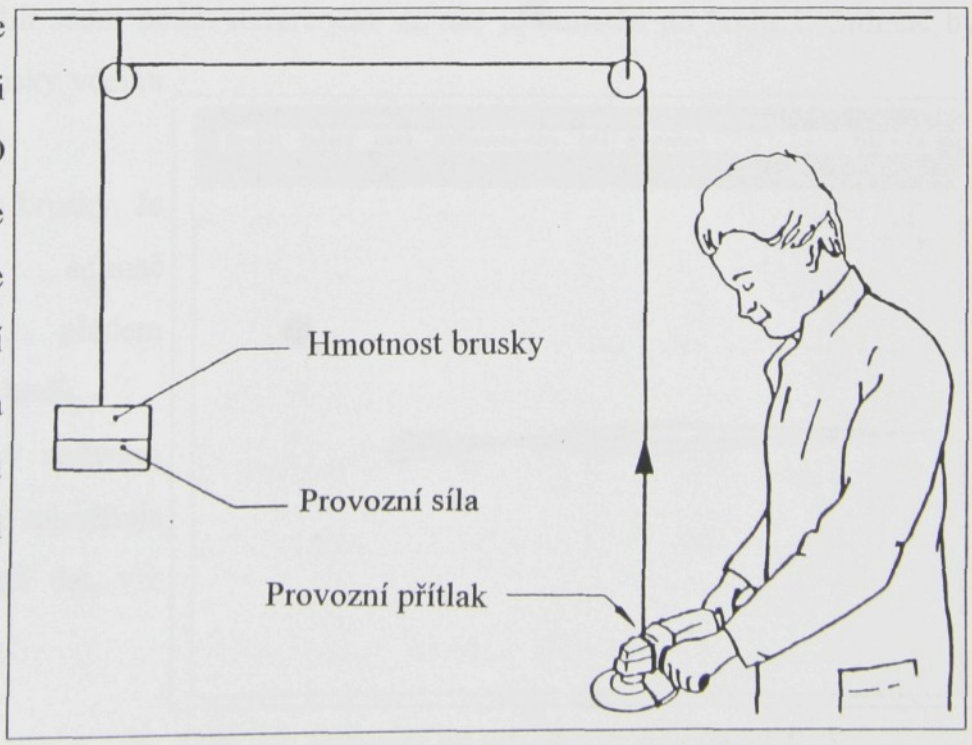
kde f_r je rotorová frekvence [Hz]

n_l je počet lopatek (brusky mají $n_l = 4$).

U křídlového motoru může mít nezanedbatelný vliv parametrické buzení od periodické změny smyslu třecí síly F_t s frekvencí f_r.

3.2.2 Měření přenosu vibrací na ruce dle ISO

Pro naše měření jsme použili metodiku dle ISO 8662-4.2, která je popsána v kapitole 2.2.2. Měření prováděli dva operátoři. Testovali jsme všechny tři brusky PB 35B 25YK, PB 35G 25YK a PB 35G 25XK. Snímač



Obr. 10: Kladkostroj na měření vibrací dle ISO 8662

zrychlení byl připevněn pomocí speciálního držáku, který byl operátorem pevně vtisknut do rukojeti brusky. Každý typ byl měřen čtyřikrát. Oba operátoři měřili dvakrát s pootočením testovacího kotouče v kleštinách o 180°. U každé brusky jsme měřily pomocí stroboskopické lampy skutečné otáčky. Pro přesné určení síly stisku rukojeti jsme vytvořili obdobný kladkostroj, jako doporučuje norma ISO, viz obr. 10.

3.2.3 Měření provozních tvarů kmitů

Tento typ měření můžeme považovat dnes už za běžný. Teoretický základ této metody je v kapitole 2.3.2. Praktická realizace v případě brusek probíhala takto:

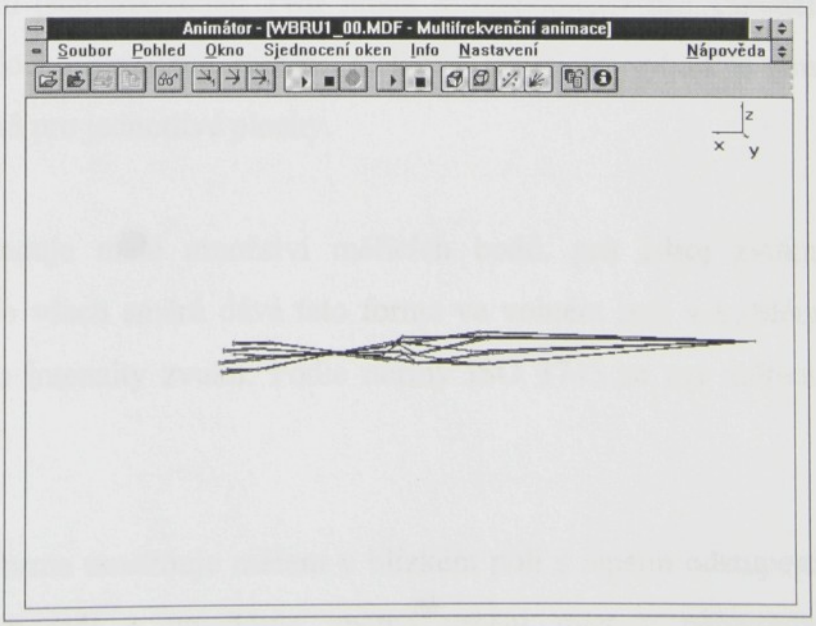
1. Volba vhodného modelu. Na základě zkušeností lze s poměrně jednoduchým modelem získat maximum informací. My jsme zvolili křivku tvořenou spojnicemi měřících bodů. viz obr. 11

Obr. 11: Model pro měření provozních tvarů kmitů (PTK)

2. Odhad počtu měřících bodů. Opět je třeba na základě zkušeností určit počet měřících míst. My jsme zvolili sedm bodů. Referenční snímač je umístěn do bodu 1. Snímač byl připevněn k tělu brusky včelím voskem.

3. Měření za chodu brusky. Je nutné druhý snímač přemisťovat do předem zvolených měřících bodů.

4. Zpracování dat v softwaru ADASH, který umožňuje vizualizaci a animaci dat, viz obr 12.



Obr. 12: Software na vizualizaci a animaci PTK

3.2.4 Měření intenzity zvuku v blízkém poli brusky

Měření akustické intenzity je metoda, která nám umožní získat hodnoty intenzity, výkonu a tyto hodnoty pomocí PC vizualizovat ve velice výhodné formě, např. pomocí map. Akustickou intenzitu jsme měřili na všech třech bruskách, které máme k dispozici. Potřebné vybavení k měření akustické intenzity se skládá se tří složek:

1. Analyzátor. Měření jsme prováděli s dvoukanálovým analyzátorem v reálné čase Brüel & Kjaer typ 2148 .
2. Dvojmikrofonní sonda. Tyto sondy umožňují svým dálkovým ovládáním provádět měření bez dotyku analyzátoru.
3. Kalibrátor intenzity zvuku. Toto zařízení generuje známou hladinu akustického tlaku, intenzity a ak. rychlosti v malém slučovači.

3.2.4. a) Vytvoření sítě měřících bodů a prostorové průměrování

Síť měřících bodů tvoří měřící plochu, která je zastřešující, zdroj hluku obklopující plocha. Forma měřících ploch není důležitá, pokud se uvnitř obalující plochy nenacházejí cizí zdroje hluku nebo plochy, které pohlcují zvuk. Podklad, na kterém se zdroj nachází se považuje za plně odrážející zvuk a z tohoto důvodu není součást měřící plochy. Vzdálenost měřící plochy může být, alespoň teoreticky, volena libovolně. Uveďme tři příklady možných forem měřící plochy :

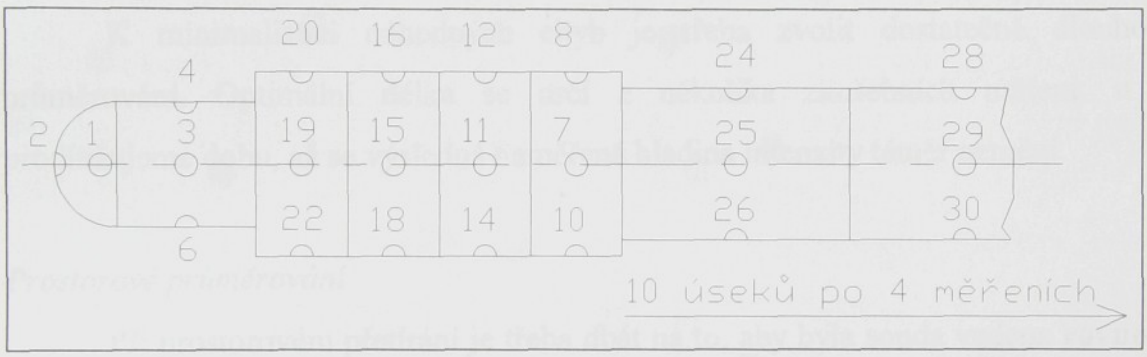
Kvádr - Tvar a velikost kvádru jsou libovolné. Tvar ploch je jednoduchý pro výpočet akustického výkonu a rovné plochy usnadňují měření. Celkový akustický výkon je dán součtem zprůměrovaných výkonů pro jednotlivé plochy.

Polokoule - Tato plocha vyžaduje malé množství měřících bodů. pro zdroj zvuku s rovnoměrným vyzařováním do všech směrů dává tato forma ve volném poli v každém bodě polokoule stejnou hladinu intenzity zvuku. Podle normy ISO 3745 se má měření provést alespoň v 10 bodech.

Obalová měřící plocha - Tato forma umožňuje měření v blízkém poli s lepším odstupem měřeného signálu od hluku pozadí a umožňuje zpětné určení míst s nejvyšším vyzařováním.

Programové vybavení - Pro účinou analýzu naměřených hodnot intenzity je třeba tyto výsledky zobrazit. Pro tento účel jsou vyvinuté specializované programy.

V případě naší brusky jsme použily obalovou měřící plochu, která kopíruje tvar brusky i s výfukovou hadicí ve vrstvě 20 mm. Tím jsme zajistili měření v blízkém poli a možnost zpětného zjištění hlavních zdrojů hluku na brusce. Tvar měřící ploch, který je sestaven z elemtárních ploch polokoule a tří válců, je na obrázku 13.



Obr.13: Obalová měřící plocha brusky (kroužky jsou měřící body)

Abychom mohli pro každou dílčí plochu z celkové měřící plochy stanovit střední hodnotu intenzity zvuku, používáme dva způsoby prostorového průměrování.

Plynulé přetírání měřící plochy - sondou se pohybuje po měřící ploše (kolmo) tak, jako bychom sondou natírali. Výsledkem měření je jediná, po ploše zprůměrovaná hodnota intenzity. Pro toto měření je třeba na přístroji nastavit dostatečně dlouhou dobu průměrovaní.

Bodové měření - v dílčích plochách se měří pouze v bodech. K zjištění ak. výkonu se průměrují hodnoty přes všechny jednotlivé body, které se pak násobí velikostí příslušných částečných obalových ploch daného zdroje zvuku.

3.2.4. b) Měření intenzity

Metodika provádění měření akustického tlaku je důkladně propracována a předepisovaná mnoha normami, ovšem pro měření intenzity potřebné legislativní zázemí teprve vzniká. Metodiku měření intenzity lze však stručně shrnutout do několika bodů.

Kalibrace

Buď se oba mikrofony jednotlivě kalibrují pomocí pistonfonu (kalibrátoru) nebo se provede přímá kalibrace obou mikrofonů ve slučovači. Intenzita odečtená na přístroji je provnána s hodnotou uvedenou na kalibrátoru intenzity zvuku. Jestliže se vezme v úvahu pro výpočet intenzity i hustota vzduchu, musí být při kalibraci zohledněna korekční hodnota, vycházející z okamžitého barometrického tlaku a teploty (korekce bývá zpravidla malá).

Průměrování v čase

K minimalizaci náhodných chyb je třeba zvolit dostatečně dlouhou dobu průměrování. Optimální délka se určí z několika zkušebních měření, u kterých prodlužujeme dobu, až se výsledná naměřená hladina intenzity téměř nemění.

Prostorové průměrování

Při prostorovém přetírání je třeba dbát na to, aby byla sonda vedena **rovnoměrnou** rychlostí a aby byla postižena skutečně celá měřená plocha. Při bodovém měření závisí počet měřících bodů na tom, jak veliký je rozdíl intenzity mezi jednotlivými body. Při velkých rozdílech je třeba počet bodů zvýšit, aby se dosáhlo vyššího rozlišení. Prostorové průměrování je provedeno správně, pokud se při jiném rozložení dílčích měřících ploch nebo bodů na téže ploše dosáhne stejné střední hodnoty intenzity.

Cizí hlukové signály

Jestliže cizí hlukové signály převyšují o 10 dB měřený signál, může být hladina měřeného objektu určena ještě s přesností na 1dB, ovšem za předpokladu, že je tento cizí hluk stacionární. Při pochybnostech se cizí signál zprůměruje při vypnutém měřeném zdroji zvuku a měření se opakuje. Vedlejší zvuky jsou velmi silně potlačeny, pokud se měření provádí v **blízkém** poli zdroje.

Volba distančního válečku

Distanční valečky slouží k nastavení vzdálenosti mikrofonů na sondě a vyrábí se ve třech velikostech: 6, 8.5, 12 a 50 mm. Obecně platí: čím kratší je váleček, tím vyšší je horní frekvenční hranice měření. Obráceně platí: čím delší váleček, tím menší je nedokonalé

přizpůsobení fáze systému a čím menší je reaktivita zvukového pole, tím nižší je dolní frekvenční hranice měření.

4. Vyhodnocení výsledků měření

4.1 Zpracování výsledků měření

Zpracování výsledků je velice důležitá etapa celkové analýzy zařízení. Vyžaduje maximální soustředění a přesnost, protože z ní vychází závěry všech experimentů. Měření, která jsme prováděli nás zahrnula velkým množstvím výsledků. V dnešní době nám ale ve zpracování velkého množství dat velice pomáhají počítače.

Zpracování výsledků přenosu vibrací na ruce jsem prováděl v tabulkovém procesoru Quattro Pro. Data z analyzátoru jsou ve formě textového pole a obsahují jedno naměřené spektrum. Data jsem pomocí makra převedl z dB do $m.s^{-2}$. V připraveném grafu jsem měl nakresleny limitní křivky, se kterými jsem porovnával zpracovaná data.

Data pro zpracování provozních tvarů kmitů jsou ve formátu firmy B & K, a proto je nutné na zpracování použít specializovaný program. Jeden z možných alternativ je program firmy ADASH , který se jmenuje PTK. Tento program umožňuje zpracování, výběr frekvencí, vizualizaci dat a jejich animaci.

Data naměřených hodnot pro akustickou intenzitu jsou ve speciální matici formátu B & K. Na zpracování těchto dat je také třeba speciální program. My máme k dispozici výrobek firmy Brüel & Kjaer NSL (Noise Source Location), který nám umožňuje data zobrazit a efektivně analyzovat.

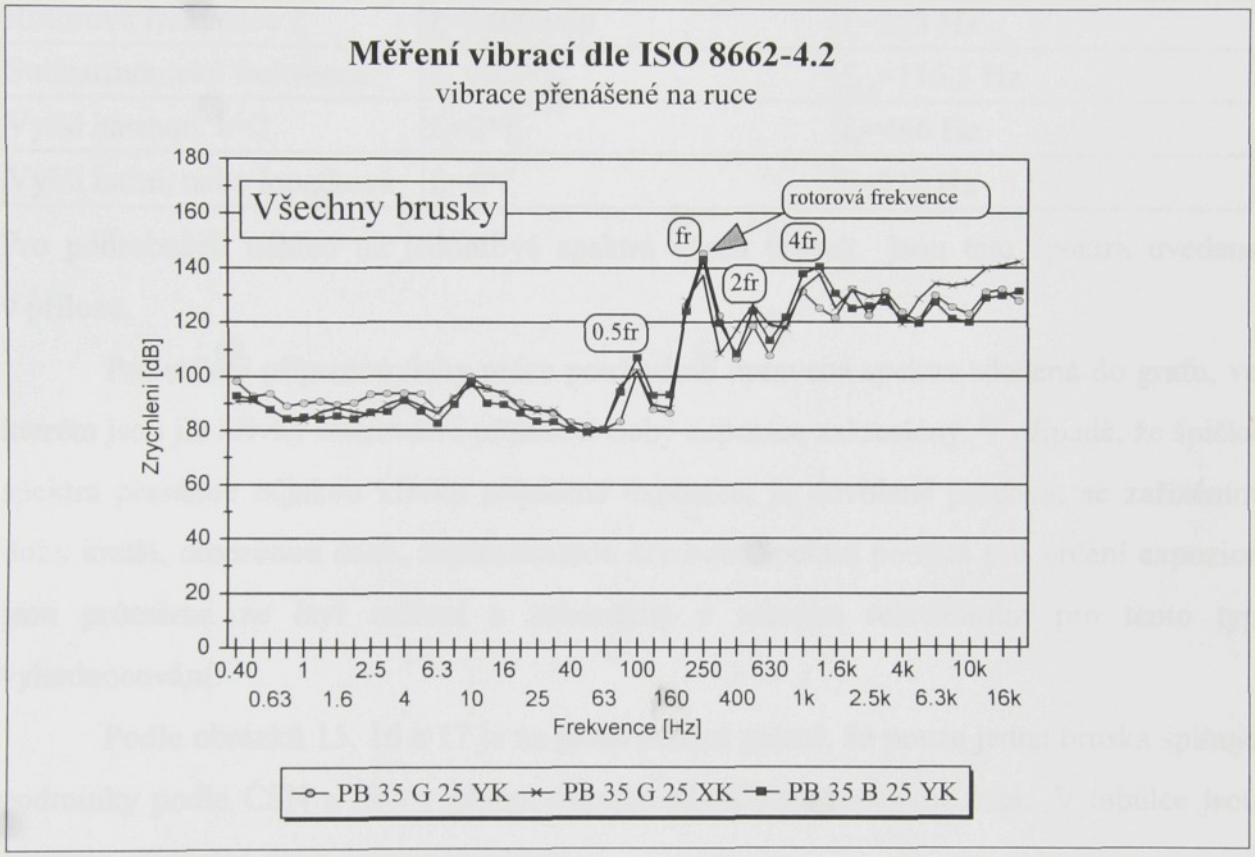
4.2 Vyhodnocení měření vibrací

4.2.1. Vyhodnocení a porovnání výsledků měření přenosu vibrací na ruce

Měření vibrací bylo provedeno podle metodiky normy ISO 8662-4.2. To znamená, že výsledky jsou reprodukovatelné a byly naměřeny s minimálním vlivem operátora.

Ke každé brusce máme k dispozic čtyři měření, každý operátor provedl dvě (jedno s nevývahou 0° a druhé s nevývahou 180°) Naměřená data byla zpracována v Quattru. Ze čtyř naměřených spekter jsem zpočítal průměrné spektrum v dB a zobrazil, dále jsem toto spektrum převedl do spektra v $m.s^{-2}$.

Když dáme průměrná spektra všech tří brusek do jednoho grafu, vidíme, že spektra mají podobný průběh, viz. obrázek 14.



Obr. 14: spektra všech brusek s vyznačenými špičkami zrychlení

Spektra brusek PB 35 G 25 XK a PB 35 B 25 YK se dokonce v některých frekvencích téměř překrývají. Je zajímavé, že jsou si tak podobné průběhy dvou brusek, z nichž jedna je ze starší výrobní linie a druhá z nové. Více bychom čekali, že si budou podobné brusky z nové linie, kde jsou provedeny oproti starší linii stejné konstrukční změny. Podobné brusky však mají společný jeden konstrukční prvek a tím je způsob otevírání ventilu přívodního tlakového vzduchu. Dvě podobné brusky mají otevírání ventilu vyřešeno pomocí ekcentrického otočného kroužku, třetí má pákový mechanizmus. To by nemělo mít přímý vliv, ale je možné, že je u brusek se stejným otevíráním ventilu podobný způsob montáže.

Na obrázku jsou vyznačeny hlavní špičky zrychlení s příslušným násobkem rotorové frekvence. Podle očekávání se ve spektru opravdu objevily frekvence subharmonické i vyšší harmonické (ortoharmonické). Důvod těchto špiček je v neharmonickém průběhu sil F_t, F_p a F_c. Dvě dominantní amplitudy se objevily ve frekvenci rotorové f_r a lopatkové f_l. V tabulce jsou vypočtené frekvence, které se objevují v spektrech všech tří brusek.

Rotorová frekvence f_r	f_r=14000/60	f_r=233 Hz
Subharmonická frekvence	$f_{0.5}=0.5*f_r$	$f_{0.5}$=116.5 Hz
Vyšší harmon. k=2	$f_2=2*f_r$	f_2=466 Hz
Vyšší harm. nebo lopatková	$f_l=4*f_r$	f_l=932 Hz

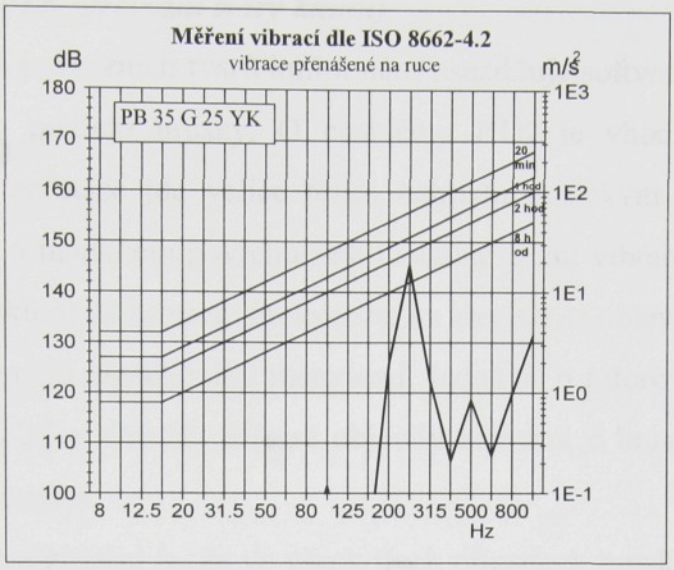
Pro podrobnější náhled na jednotlivá spektra všech brusek jsou tato spektra uvedena v příloze.

Pro určení přípustné doby práce používáme upravená spektra vložená do grafu, ve kterém jsou již křivky maximální přípustné doby expozice zakresleny. V případě, že špička spektra přesáhne nějakou křivku přípustné expozice, je dovolené pracovat se zařízením dobu kratší, omezenou další, nepřesáhnutou křivkou. Spektra použitá pro určení expozice jsou průměrná ze čtyř měření a zakreslená v rozsahu relevantním pro tento typ vyhodnocování.

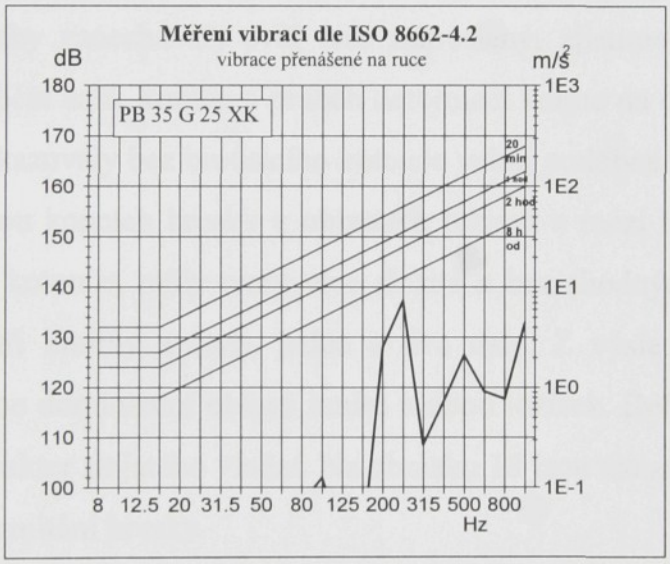
Podle obrázků 15, 16 a 17 je na první pohled patrné, že pouze jedna bruska splňuje podmínky podle ČSN a ISO v plném rozsahu pro 8 hod. pracovní dobu. V tabulce jsou uvedeny přípustné doby práce s bruskami.

PB 35 G 25 YK	2 hodiny	Obrázek 15
PB 35 G 25 XK	8 hodin	Obrázek 16
PB 35 B 25 YK	2 hodiny	Obrázek 17

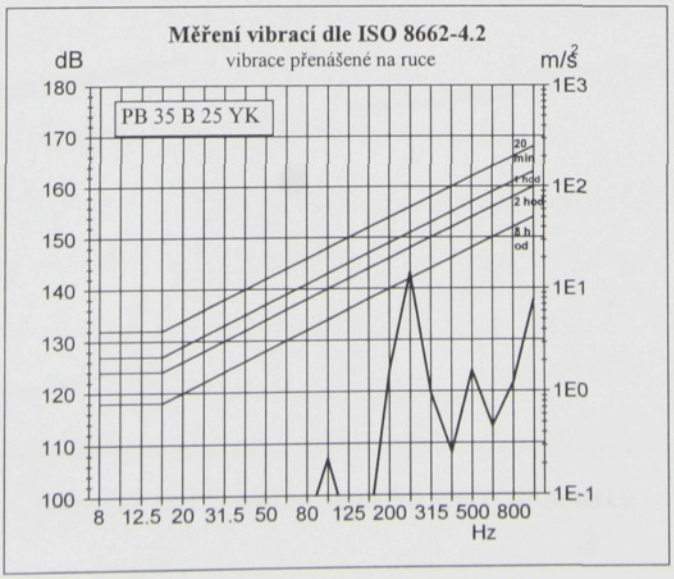
Shrneme li výsledky z tohoto měření, tak ve spektru najdeme dominantní frekvence rotorovou a lopatkovou. Přípustná doba práce s bruskami se liší dle typu, viz tabulka.



Obr. 15: Vyhodnocení měření dle ISO



Obr. 16: Vyhodnocení měření dle ISO

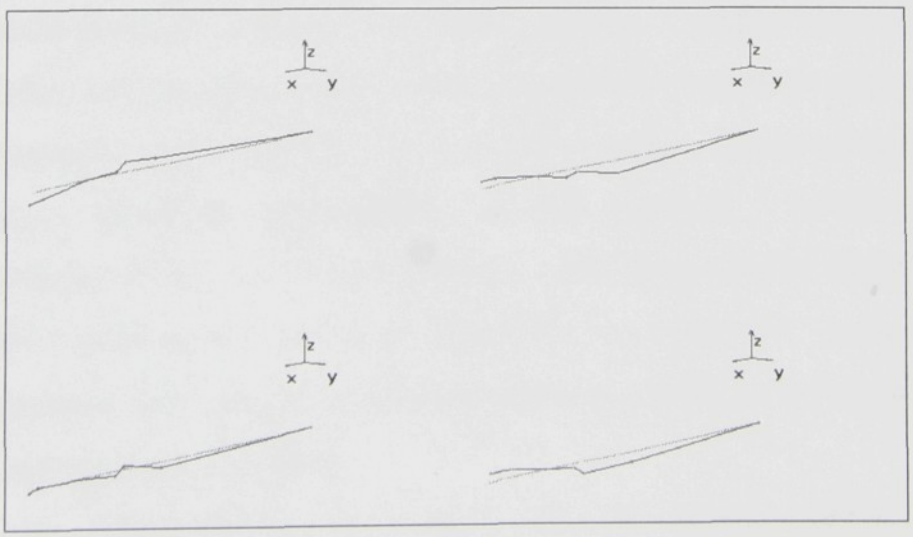


Obr. 17: Vyhodnocení měření dle ISO

4.2.2 Vyhodnocení PTK (provozní tvary kmitů)

Vyhodnocení provozních tvarů kmitů nám usnadňuje software umožňující animaci vibrací vytvořeného modelu brusky. O problému PTK je vhodnější diskutovat před počítačem, protože animace jde velice těžko nahradit statickým obrázkem. Vzhledem k malým rozměrům a hladkému povrchu nešlo snímat torzní vibrace. Soustředily jsme se tedy na rozbor charakteru deformace. Frekvence, na kterých se objevily špičky jsou shodné s frekvencemi zjištěnými předchozími metodami. Jedná se o rotorovou frekvenci $f_r = 233$ Hz, $0.5f_r = 116$ Hz, $2f_r = 466$ Hz dále se objevily zejména u brusek bez brousku i jiné interharmonické frekvence.

Další zajímavé zjištění je, že ve všech třech případech brusky bez brousku kmitají s vyšší amplitudou, výchylka je až třicetkrát vyšší než u brusek s brouskem. Necháme-li animované obrazy aby zanechávaly svůj tvar zakreslený, zjistíme charakter deformace brusky. Odečteme počet uzlů, kmiten a průběh deformací kolmo na osu těla brusky. Námi naměřené brusky vykazovaly bez brousícího kotouče velmi podobné tvary, vždy se jednalo o dvě kmitny na obou koncích brusky v oblastech ložisek a mezi ložisky byl vždy uzel. Brusky s brousícím kotouče, měly tvary více složité a bez shodných tvarů. Zaznamenal jsem jednu, dvě i tři kmitny a čtyři, jeden a dva uzly. Z výsledků tedy vyplývá, že u zatížené brusky jsou dominantní oblasti kmitů u obou ložisek. Deformace kolmo na osu brusky vykazují charakter stojatého vlnění. Na obrázku 18 jsou ukázány čtyři fáze jednoho cyklu animovaného kmitání brusky.



Obr. 18: Čtyři fáze cyklu animovaného kmitání brusky

4.3 Vyhodnocení měření zvuku

4.3.1. Vytvoření map a zhodnocení akustické intenzity

Po měření akustické intenzity v bodech vytvořené měřící plochy následuje zpracování dat. Nejdříve je nutné data přenést z analyzátoru do softwaru NSL (Noise Source Location). Tento software přiřadí každému měřícímu bodu námi vytvořené měřící sítě příslušné spektrum z naměřené matice dat. Povrch se pokryje naměřenými hodnotami. Pak se na povrchu měřící sítě vytvoří mapy, kde každé barvě odpovídá určitá úroveň intenzity. Tyto mapy vzniknou interpolací a propojením bodů stejné intenzity v systému prvků matice. Další forma interpretace výsledků je vytvoření konturového obrazu. Rozdíl mezi předchozím zobrazením a konturovými obrazy je pouze v přehlednosti. Barevné mapy pokrývají přímo vytvořenou plochu, která obklopuje měřený objekt, je tedy velice jednoduché lokalizovat a identifikovat hlavní zdroje hluku přímo na zařízení, viz. obrázky 21, 22, 23. Konturové obrazy jsou rovinné, je tedy pracnější přiřadit místa s vyšší intenzitou přímo určité oblasti na zařízení, viz obrázky 24, 25, 26. a příloha č. 2.

Konturové obrazy a mapy mohou být stanoveny i pro hodnoty akustického tlaku. Ty mají ale mnohem menší rozlišení než zobrazení využívající hodnot intenzity zvuku, protože oproti měření akustického tlaku může být měření intenzity zvuku provrdeno v blízkém poli zdroje zvuku.

Soustředíme li se na tělo brusky, vyčteme z map všech tří brusek velice zřetelné hladiny zvýšené akustické intenzity v oblastech předního i zadního ložiska. Porovnáme-li vyzařování obou ložisek, je intenzita předního ložiska ve všech třech případech vyšší. Ve vyzařování intenzity jsou u všech tří brusek rozdíly zejména v lokalizaci oblastí s nejmenší úrovní intenzity. Oblasti s vyšší intenzitou se vždy nacházejí v ložiskových oblastech. Zajímavé výsledky dostaneme, jestliže provedeme důkladnou analýzu těla brusky tak, že si rozdělíme frekvenční rozsah 200Hz až 1.6kHz na více úseků tak, aby každý úsek kryl nějakou významnou frekvenci. Mapy intenzity dle frekvenčního rozsahu jsou v příloze č. 3. Frekvenční rozsahy jsem volil takto:

(200 - 315) Hz - Oblast rotorové frekvence f_r = 233 Hz, na mapě vidíme, že obě ložiska zasahují mapy intenzity úrovně až 72 dB.

(315 - 400) Hz - Úmyslně jsem volil rozsah bez významné frekvence a opravdu je na celém těle brusky velice nízká úroven 54 dB.

(400 - 500) Hz - Oblast druhé harmonické 2f = 433 Hz, zde vyniká zvláště přední ložisko, úroveň intenzity je mezi (57 - 60) dB.

(500 - 630) Hz - Opět oblast bez významné frekvence, úroveň je velice nízká 50dB.

(630 - 800) Hz - Oblast třetí harmonické $3f_r$ = 699 Hz, zde je opět výšší intenzita u předního ložiska (72 - 75) Hz, zadní ložisko dosahuje (63 - 66) dB.

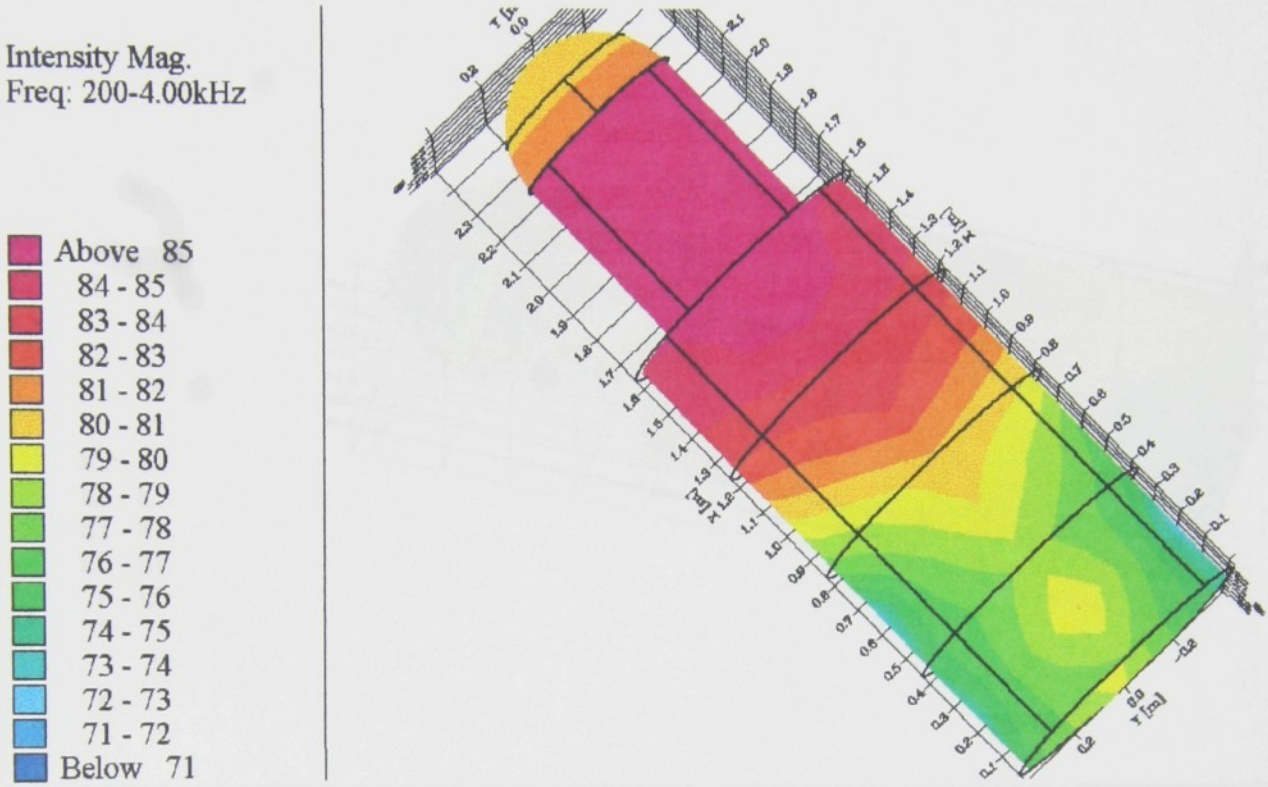
(800 - 1600) Hz - Oblast lopatkové frekvence $f_l = 4f_r$ = 932 Hz, zde jsou velké mapy po celém těle brusky ve velkých úrovních intenzity. V tomto rozsahu bruska vyzařuje celkově velké hodnoty intenzity. Přední ložisko 78 dB, zadní 72 dB. V tomto frekvenčním rozsahu je úroveň akustické intenzity nejvyšší, částečně i z důvodu většího rozsahu, ten byl ale takto volen, protože vyšší frekvence jsou už pro nás méně zajímavé.

Důležitý je poznatek, že v podstatě není rozdíl v oblastech vyzařování mezi bruskou PB 35B 25 YK, což je starší typ a mezi bruskami nového typu PB 35 G 25 YK a PB 35G 25 XK.

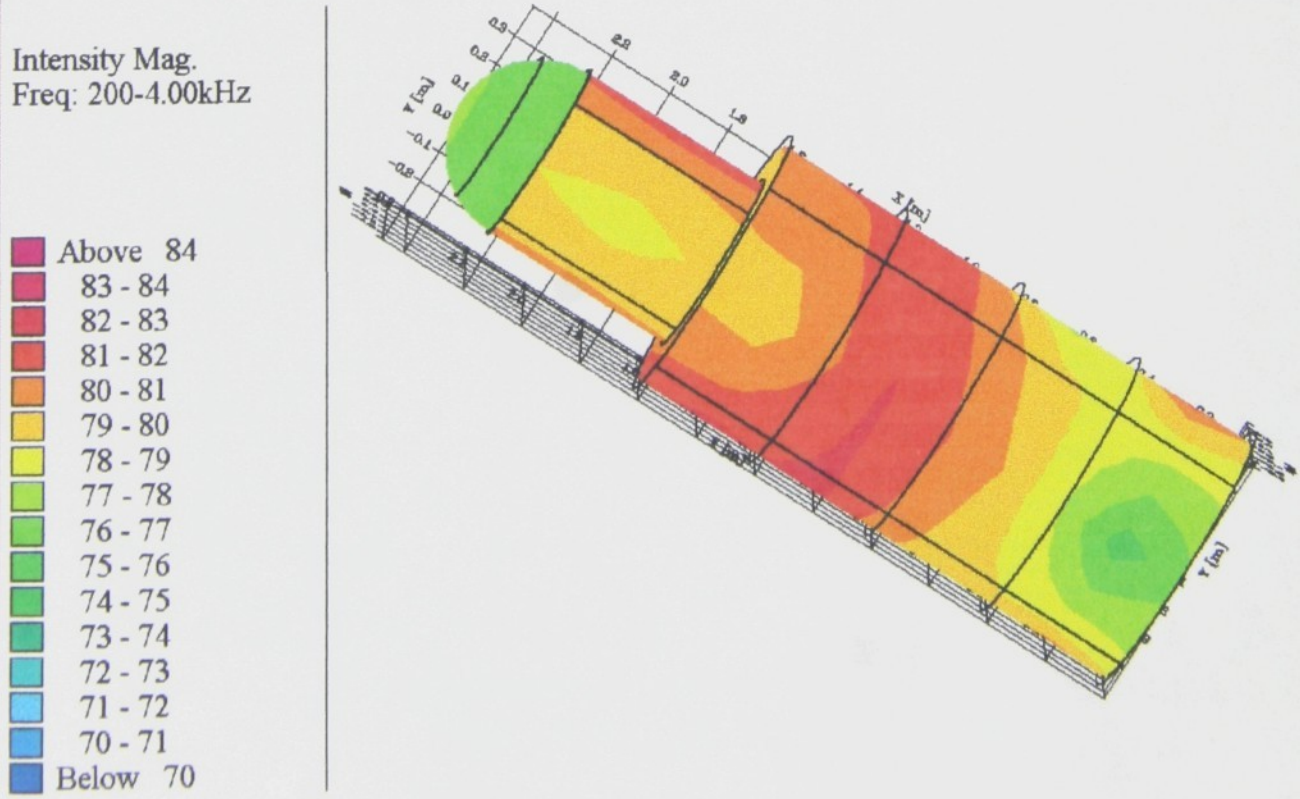
Další významný zdroj hluku a tedy i oblast zvýšené akustické intenzity je na konci tlumiče hluku odcházejícího vzduchu. Zde dochází k velkému nárustu hluku, u brusky PB 35G 25YK je hodnota intenzity vyšší než nejvyšší intenzita na těle brusky. Ve všech třech případech je i akustický výkon tlumiče vzhledem k jeho délce nejvyšší v porovnání s ostatními částmi brusky.

Z tohoto měření vyplývá, že největšími zdroji hluku a tedy i akustické intenzity jsou obě ložiska a výfuk vzduchu. Další závěr je, že nová bruska je z hlediska hluku na stejné úrovni jako starší brusky. Ve snaze snížit úroveň hluku je třeba se soustředit právě na tyto partie.

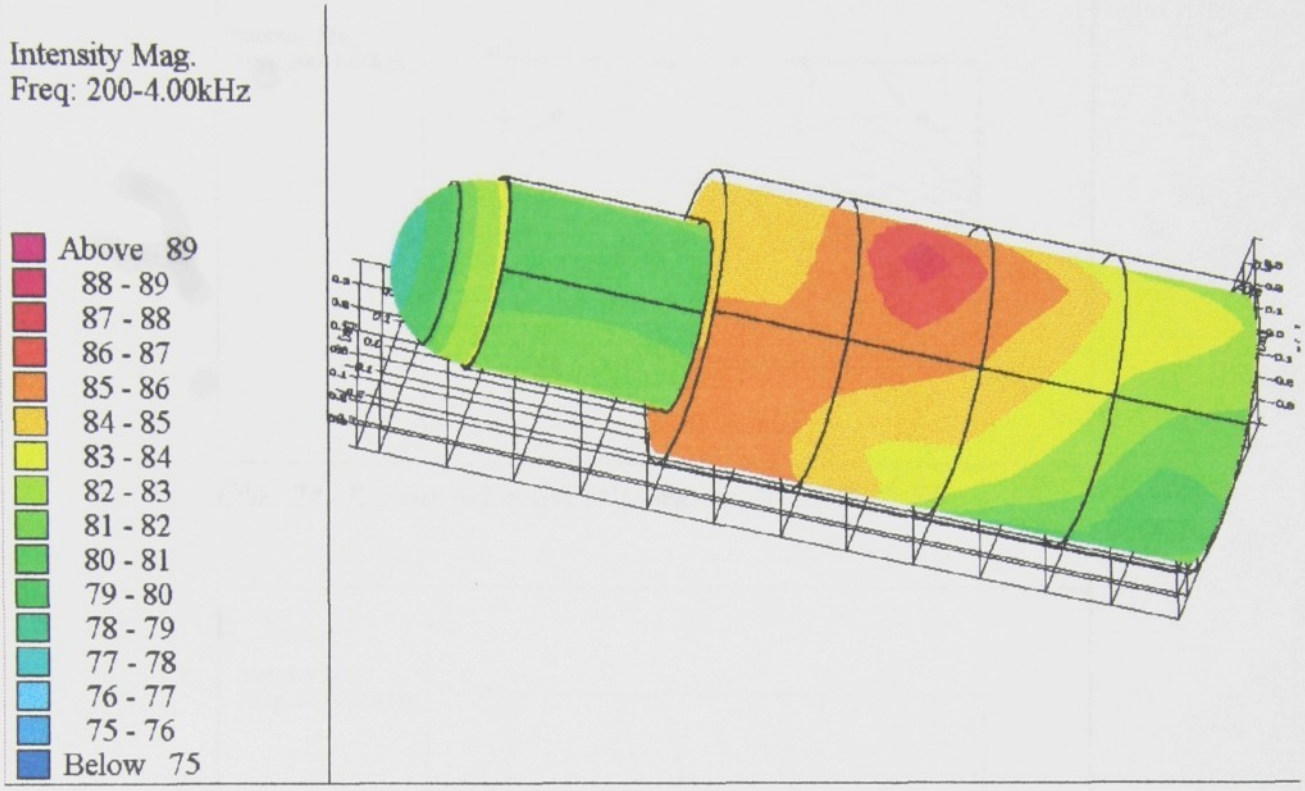
Obr. 21: Mapa akustické intenzity brusky PB 35 B 25 YK

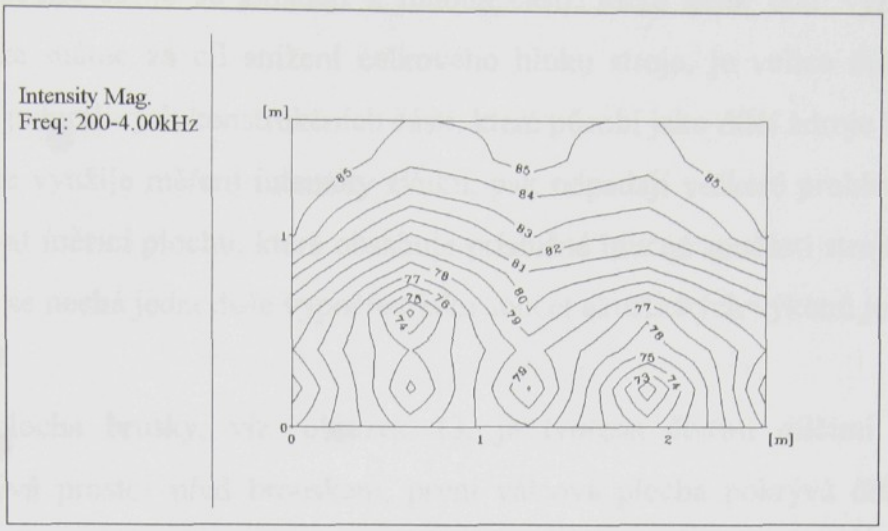


Obr. 22: Mapa akustické intenzity brusky PB 35 G 25 YK

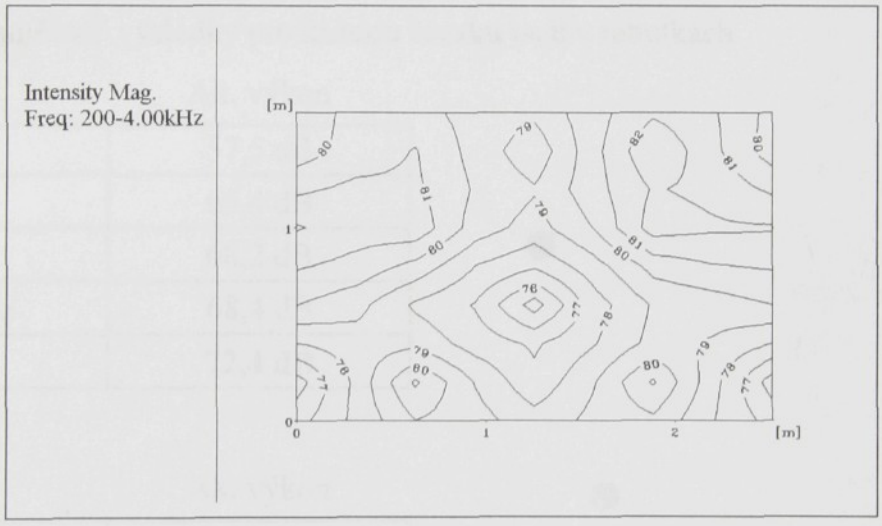


Obr. 23: Mapa akustické intenzity brusky PB 35 G 25 XK

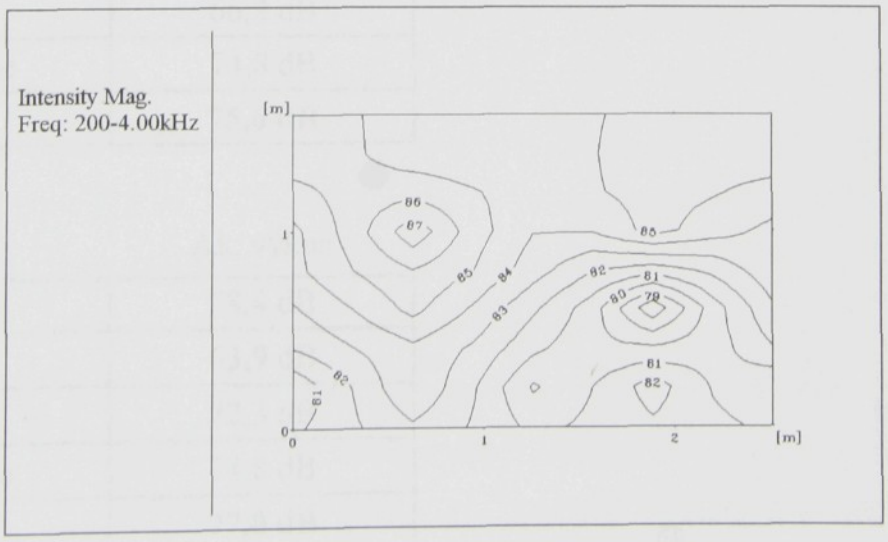




Obr. 24: Konturová mapa těla brusky PB 35 B 25 YK



Obr. 25: Konturová mapa těla brusky PB 35 G 25 YK



Obr. 26: Konturová mapa těla brusky PB 35 G 25 XK

akustickéh

o výkonu

4.3.2. Výpočet

Komplikované stroje se zkládají z mnoha částí, které zvuk buď vyzařují nebo absorbují. Jestliže máme za cíl snížení celkového hluku stroje, je velice důležité určit akustický výkon jednotlivých konstrukčních částí, které působí jako dílčí zdroje hluku.

Jestliže se využije měření intenzity zvuku, pak odpadají veškeré problémy, pokud můžeme definovat měřící plochu, která obsahuje příslušné hlučné součásti stroje. Celkový akustický výkon se nechá jednoduše vypočítat jako součet akustických výkonů jednotlivých komponentů.

Měřící plocha brusky, viz. obrázek 13, je tvořena čtyřmi dílčími plochami, polokoule pokrývá prostor před brouskem, první válcová plocha pokrývá dřík brousku a samotný brousek, druhá válcová plocha pokrývá tělo brusky, třetí a poslední výfukovou hadici. K výpočtu akustického výkonu jednotlivých ploch nám pomohl program NSL od firmy B & K. Naměřené výsledky pro každou brusku jsou v tabulkách.

PB 35 B 25 YK	Ak. výkon
Vrchlík	57,5 dB
Brousek + dřík	65,4 dB
Tělo brusky	68,2 dB
Výfuková hadice	68,4 dB
CELKEM	**72,4 dB**

PB 35 G 25 YK	Ak. výkon
Vrchlík	53,4 dB
Brousek + dřík	61,2 dB
Tělo brusky	66,2 dB
Výfuková hadice	74,8 dB
CELKEM	**75,6 dB**

PB 35 G 25 XK	Ak. výkon
Vrchlík	58,4 dB
Brousek + dřík	63,9 dB
Tělo brusky	72,3 dB
Výfuková hadice	74,8 dB
CELKEM	**77,0 dB**

Z tabulek vyplývá, že ve všech třech případech je největší akustický výkon vyzařován z výfukové hadice. Potom z těla brusky, dále z prostoru brousku a nakonec z prostoru před brouskem. Potvrdily se nám tedy výsledky z předchozích měření a můžeme z jistotou identifikovat zdroje největšího hluku. Je to tedy výfuk vzduchu a tělo brusky.

Z porovnání všech tří brusek mužeme konstatovat, že bruska PB 35 B 25 YK má nejnižší celkový akustický výkon 72,4 dB, bruska PB 35 G 25 YK má 75,6 dB a nejvyšší hodnotu má bruska PB 35 G 25 XK 77,0 dB. Z hlediska hluku tedy dopadla bruska ze starší výrobní linie nejlépe.

4.4 Zhodnocení a porovnání jednotlivých metod

První krok k analýze brusky byl rozbor konstrukce. Z dodané technické dokumentace lze určit možné zdroje vibrací a hluku a vypočítat frekvence, v kterých budeme při provádění dalších analýz očekávat špičkové hodnoty. Vzhledem k jednoduchosti konstrukce brusky jsme očekávali zdroje vibrací v ložiscích a v křídlovém motoru. Návštěva u výrobce, kde jsem měl možnost vidět montáž brusek také napověděla mnoho o velkém vlivu montáže na kvalitu uložení. Přičteme-li vliv použití nevhodných talířových pružin, máme představu o možných problémech. Rozbor konstrukce je velice důležitý krok, který u složitějšího zařízení vyžaduje kvalitní strojní vzdělání a zkušenost.

Další metoda analýzy bylo měření vibrací dle ISO 8662, výsledky tohoto měření nám potvrdily odhadnuté zdroje vibrací. Také na základě tohoto měření můžeme určit, které brusky by splnily hygienické podmínky ISO 8662, platné v zemích EU.

Provozní tvary kmitů, metoda také zaměřená na měření vibrací nám velice názorně umožnila lokalizovat oblasti zvýšených vibrací přímo na modelu brusky. Dále můžeme z provedené animace kmitání odhadnout charkter deformace těla brusky.

Poslední skupina měření byla věnována měření akustické intenzity. Tato pokroková a v ČR ojedinělá metoda měření hluku umožňuje, pomocí vizualizace dat, přesnou lokalizaci a určení zdrojů hluku přímo na vytvořené měřící ploše těsně obklopující celou brusku. Dále lze na základě naměřené akustické intenzity přesně určit dílčí akustické výkony a samozřejmě i celkovou hladinu akustického výkonu celého zařízení. Tím dostáváme nástroj na porovnávání celkové vyzářené akustické energie všech brusek.

Na základě všech provedených metod měření můžeme s jistotou určit zdroje problémů s velkou úrovní vibrací a hluku. Díky této analýze se můžeme efektivně snažit tyto problémy řešit. Pro kontrolu a korekci změn vedoucích k potlačení vibrací a hluku brusek je důležité provádět další kontrolní měření.

4.5 Porovnání měření s povinným hodnocením brusek Narex

Stávající metody povinného hodnocení brusek v podniku Narex se řídí dnes platnými vyhláškami MZ ČR a metodikou ČSN ISO z roku 1986. Osvědčení o zkouškách hluku a vibrací bylo prováděno ve Vědecko výzkumném uhelném ústavu a.s. v Ostravě (VVUÚ). Měření hluku i vibrací je prováděno při broušení ocelového přípravku a s přítlakem na nářadí cca 20 N. V kapitolách 2.2.1 a 2.2.2 jsou vysvětleny hlavní nedostatky tohoto způsobu měření. Jedná se o měření s velkým počtem faktorů, které nezaručují reprodukovatelnost výsledků. To znamená, že nevíme jak je vyvážený brousící kotouč, broušený materiál se může měření od měření lišit, přítlak není přesně specifikován.

Tyto všechny nedostatky řeší norma ISO 8662, která je pro země EU závazná. My jsme zvolili pro měření přenosu vibrací na ruce metodu ISO 8662, pro měření hluku jsme použili metodu měření akustické intenzity, což je měření, které se pro schvalovací účely nepoužívá.

Srovnáme-li naše měření přenosu vibrací na ruce a měření VVUÚ, hodnoty naměřené VVUÚ jsou z důvodu broušení vyšší než hodnoty, které jsme naměřili my. VVUÚ připuštějí maximální dobu působení vibrací přenášených na ruce 13,5 min na pracovní směnu pro brusku PB 35G 25 YK. Výsledky našeho měření připouštějí 2 hodiny práce na 8 hod. pracovní směnu.

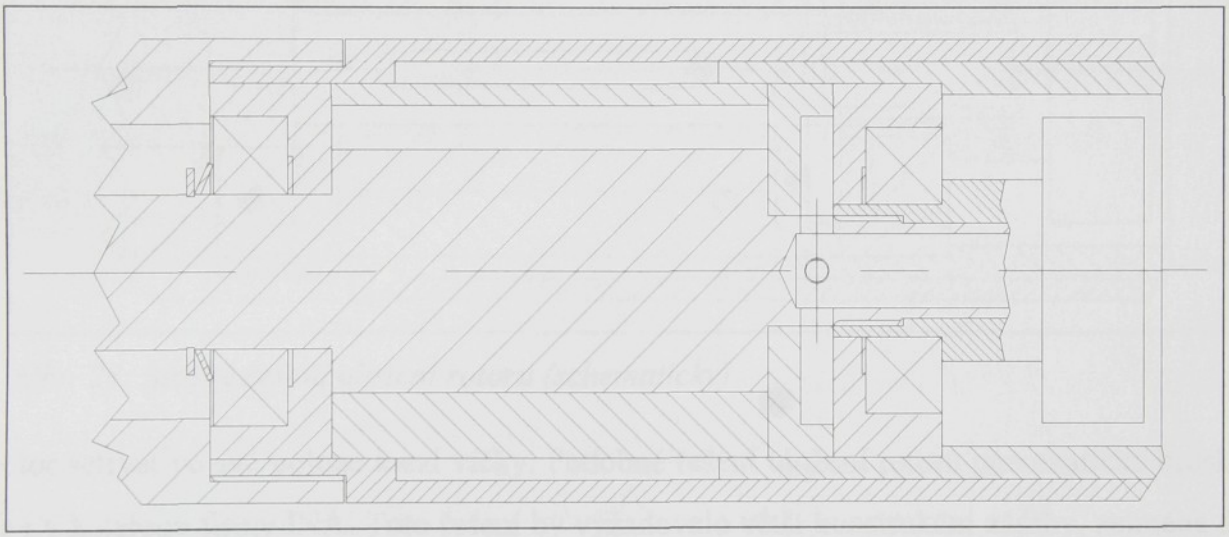
Spektrum naměřené VVUÚ také vykazuje špičku při rotorové frekvenci f_r = 233 Hz a navíc je zde silná špička při druhé harmonické rotorové frekvenci.

Podrobnější srovnání obou metodik je v kapitole 2.3.4. Protokoly měření jsou k dispozici ve firmě Narex Lázně Bělohrad a.s. .

4.6 Návrh úprav vedoucích k potlačení vibrací a hluku brusek

Jak vyplývá z předchozích kapitol, musíme se ve snižování vibrací brusek soustředit na oblast ložisek a křídlového motoru. Ve snižování hluku nás navíc zajímá výstup odcházejícího vzduchu.

Hlavní problém uložení ložisek je popsán v kapitole 3.2.1. Je tedy nutné docílit předepnutí ložisek a zároveň zabránit , aby axiální pohyb hřídele při dotažení regulátoru neznehybnil rotor o stěnu pravého víčka, viz obrázek 27.



Obr . 27: Stávající konstrukce uložení rotoru (schematicky)

Při stávající konstrukci brusky je to v podstatě vyloučené. Můžeme uvažovat přesnou šířku talířové pružiny, ale axiální vůle ložisek není konstantní. Axiální vůle je závislá na radiální vůli a ta má tři stádia:

a) výrobní vůle u nezamontovaného ložiska

b) montážní vůle u zamontovaného ložiska, která je vlivem velikostí přesahu ložiskových kroužků menší než výrobní

c) provozní vůle za ustálené provozní teploty.

Pro výpočet axiální vůle existují buď přibližné vztahy nebo pro snadnější určení nomogram.

Vztah pro výpočet axiální vůle pro nezatížená jednořadá kuličková ložiska :

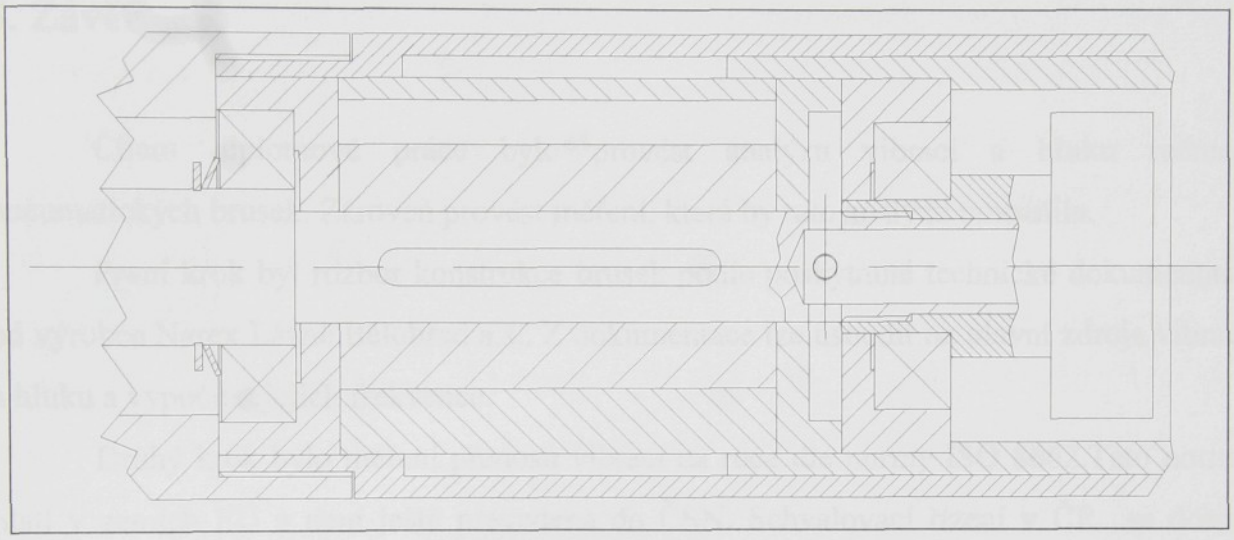
$$V_a = \sqrt{0,14.V_r.d_0}$$

kde V_r je radiální vůle,

d_0 je průměr kuličky ložiska.

Podle nomogramu je axiální vůle nezatíženého ložiska SKF 6001: V_a =(0,046 - 0,11) mm. Je tedy skutečnost, že axiální vůle závisí na mnoha faktorech a její určení je jenom přibližné.

Abychom mohli předepnout ložiska a zabránili pohybu rotoru může být řešení v oddělení rotoru od hřídele, viz obrázek 28. V případě axiálního pohybu hřídele může



Obr. 28: Možné řešení uložení rotoru (schematicky)

rotor setrvat ve své poloze mezi víčky. Podobné řešení uložení rotoru pneumatické brusky je i v katalogu firmy INA. Toto řešení by vyžadovalo větší konstrukční zásahy, zejména do velikosti rotoru a křídel. Stávající konstrukce je nevhodná pro jednoduché konstrukční řešení, které by zvýšilo užitné vlastnosti a komfort.

Vhodné přepětí vypočítáme podle vzorce F = f.d [N], viz. kapitola 3.21. Pro brusku volím f = 5, levé ložisko má d = 15 mm, pravé d = 12 mm. Z toho vyplývá, že předpětí levého ložiska by mělo být F = 75 N a pravého ložiska F = 60 N. Při výpočtu předepínací síly je třeba mít na paměti, že tuhost se zvýší pouze nepatrně, jakmile přepětí překročí určitou optimální hodnotu, zatímco vlivem prudkého zahřátí dochází k velkému snížení trvanlivosti ložiska. Z těchto důvodů volím předpětí F = 60 N. Tomu odpovídá talířová pružina rozměrů:

	d = 15,5 mm	.. vnitřní průměr
	D = 22,5 mm	.. vnější průměr
	h = 2,6 mm	.. zdvih
	t = 1,85 mm	.. šířka pružiny.

Když změníme šířku pružiny na t = 1,9 mm, síla pružiny stoupne na F = 65 N. V případě snížení šířky pružiny na t = 1,8 mm, síla klesne na 55,6 N. Vypočtené hodnoty

jsou pouze orientační, volbě předpětí je třeba věnovat velké úsilí a je nutné testovat různé hodnoty. Charakteristika nově zvolené pružiny je plochá.

5. Závěr

Cílem diplomové práce bylo provést analýzu vibrací a hluku ručních pneumatických brusek. Zároveň provést měření, která by tuto analýzu umožňila.

První krok byl rozbor konstrukce brusek podle poskytnuté technické dokumentace od výrobce Narex Lázně Bělohrad a.s.. Z dokumentace lze usoudit na hlavní zdroje vibrací a hluku a vypočítat jejich frekvence.

Druhý krok bylo měření přenosu vibrací na ruce dle normy ISO 8662.Tato norma platí v zemích EU a není ještě převedena do ČSN. Schvalovací řízení v ČR se dosud provádí podle starší normy ČSN ISO 5349, ale lze v krátké době předpokládat aplikaci ISO 8662 do norem ČR. Na základě provedeného měření lze konstatovat, že schvalovací řízení dle ISO 8662 nesplňují brusky PB 35 G 25 YK a PB 35 B 25 YK, řízení splňuje pouze bruska PB 35 G 25 XK.

Třetí krok bylo měření provozních tvarů kmitů (PTK). Pomocí animace vibrací můžeme zhodnotit charakter a směr deformací těla brusky. PTK odhalilo zvýšenou úroveň vibrací v oblasti ložisek. Deformace mají charakter stojatého vlnění.

Čtvrtým krokem bylo měření akustické intenzity, což byla poslední část analýzy. Intenzitu měříme z důvodu lokalizace zdrojů hluku a tedy i vibrací a pro výpočet akustického výkonu. Naměřená data se počítačově zpracují do barevných map, kde každé úrovni akustické intenzity odpovídá jedna barva. Po rozboru map lze provést výpočet akustického výkonu. Tato veličina umožňuje porovnávat vyzařovanou akustickou energii srovnatelných zařízení.

Zhodnotíme-li použité metody, lze konstatovat, že se vhodně doplňují. Měření přenosu vibrací na ruce nám umožní utvořit si celkovou představu o úrovni vibrací zařízení. PTK mohou odhalit konstrukční a montážní vady. Měření akustické intenzity přesně určí zdroje hluku, které jsou v mnoha případech i zdroje vibrací.

Provedená analýza splnila svůj cíl a odhalila hlavní zdroje buzení vibrací a hluku. Hlavními zdroji vibrací byly určeny oblasti obou ložisek a rotoru. Zdroje hluku jsou opět ložiska a zejména koncová část tlumiče hluku odcházejícího vzduchu.

Řešení konstrukčních změn, které by vedly ke zlepšení současného stavu nebo k inovaci vyššího řádu by vyžadovaly zásadnější konstrukční zásah. Stávající konstrukce brusek je funkční, ale z pohledu zvyšování požadovaných užitných hodnot je problematická.

Pro řešení tohoto problému, navrhuji provést analýzu srovnatelných zařízení renomovaných zahraničních firem. Tento problém by mohl být tématem další diplomové práce.

Ze všech měření jsme získali rozsáhlý soubor dat. Některé výsledky nemohou být z důvodu rozsahu diplomové práce zahrnuty. Všechna měření jsou k dispozici na KTD.

V průběhu řešení diplomové práce vznikla možnost zapůjčit ojedinělý software NSL k vyhodnocení akustické intenzity od Škody Mladá Boleslav. Tato mimořádná možnost posunula obsah zadání diplomové práce směrem k využití metod měření a vyhodnocování akustické intenzity a výkonu. K tomuto posunu došlo po dohodě s vedoucím diplomové práce, Dr. Ing. Pavlem Němečkem .

Literatura

[1] Norma ISO/DIS 8662 - 4.2

[2] Norma ČSN ISO 5349

[3] Brüel & Kjaer: Sound Intensity, B & K 1993

[4] Brüel & Kjaer: Zkoušení konstrukcí (Část II: Analýza vidů kmitání a modelování), B & K 1988

[5] Hewlett Packard: Sound Power Measurement (Aplication Note 1230), H & P 1992

[6] Prof. Ing Štěpán Beneš, Csc., Dr. Ing. Elias Tomeh: Metody diagnostiky valivých ložisek. (Skripta TU), TU Liberec 1991

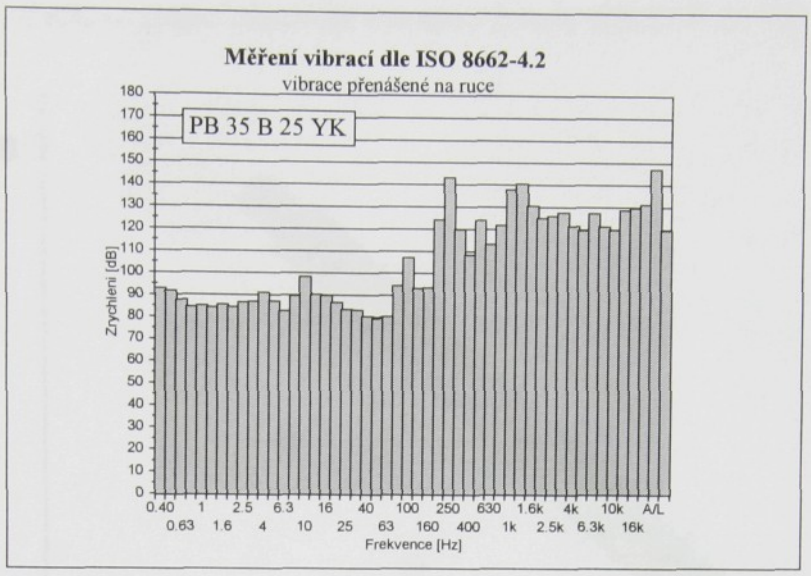
[7] Prof. Ing Štěpán Beneš, Csc., Dr. Ing. Pavel Němeček, Ing. Drahomír Fencl, Csc.: Analýza kmitání a hluku pneumatických brusek s kleštinovým upínáním, Liberec 1995

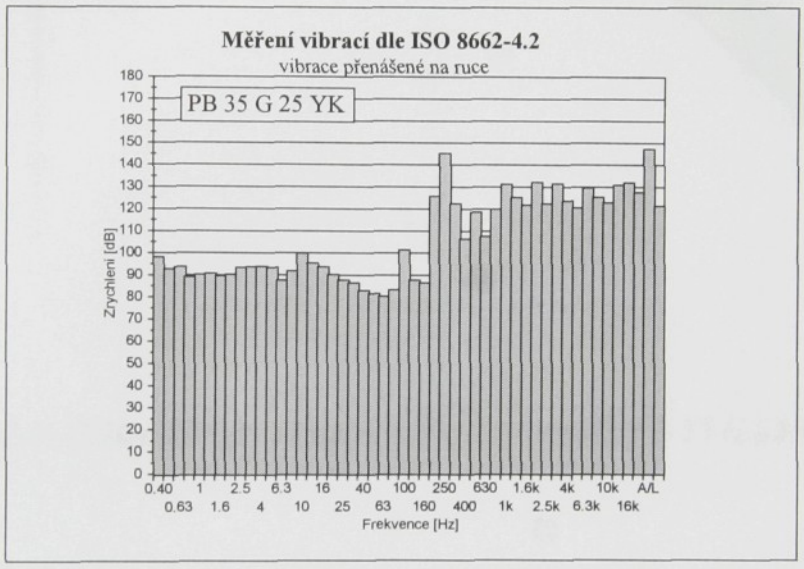
[8] Sound and Vibration, Mark H. Richardson, Is It a Mode Shape or an Operating Deflection Shape?, S & V 1997

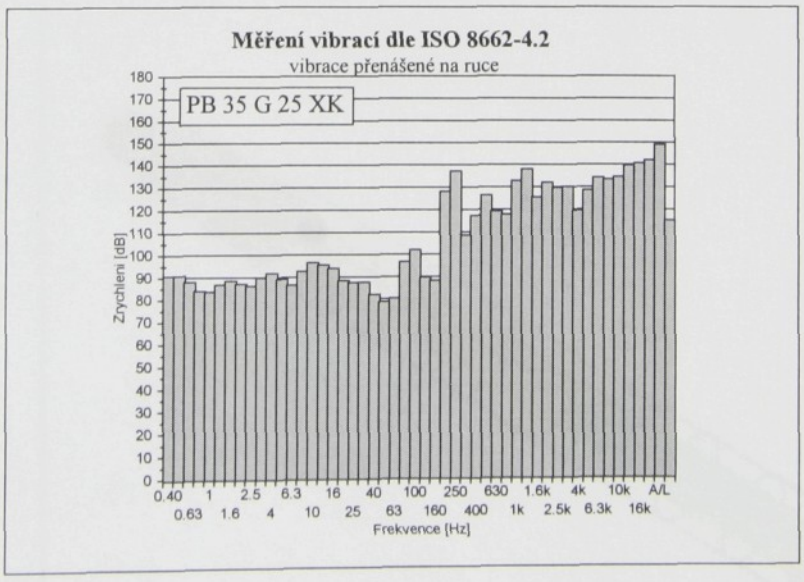
[9] Anwendungsbeispiele fur Walzlager, katalog INA 1991

[10] Frolich, J: Technika uložení s valivými ložisky, SNTL Praha 1978

[11] Hlavní katalog SKF, SKF 1989

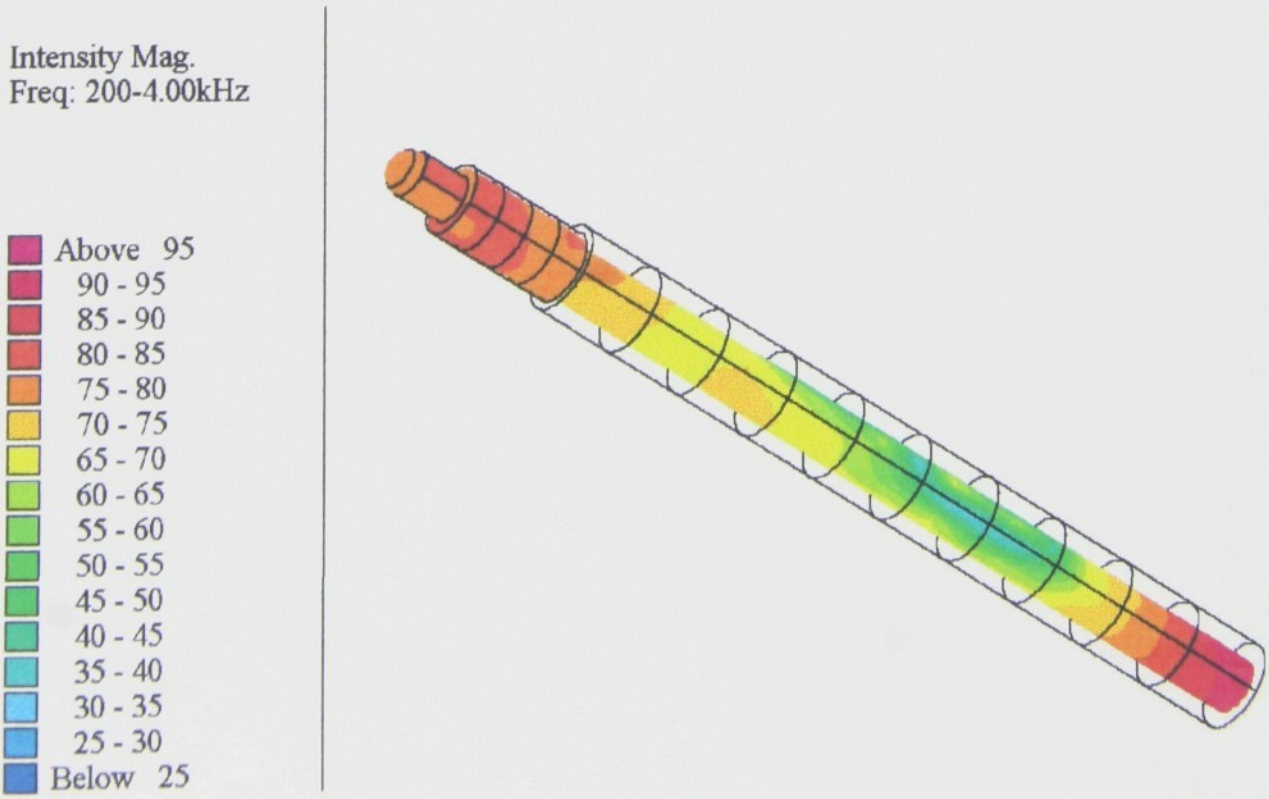

Měření vibrací dle ISO 8662-4.2
vibrace přenášené na ruce
PB 35 B 25 YK
Zrychleni [dB]
Frekvence [Hz]


Měření vibrací dle ISO 8662-4.2
vibrace přenášené na ruce
PB 35 G 25 YK
Zrychleni [dB]
Frekvence [Hz]

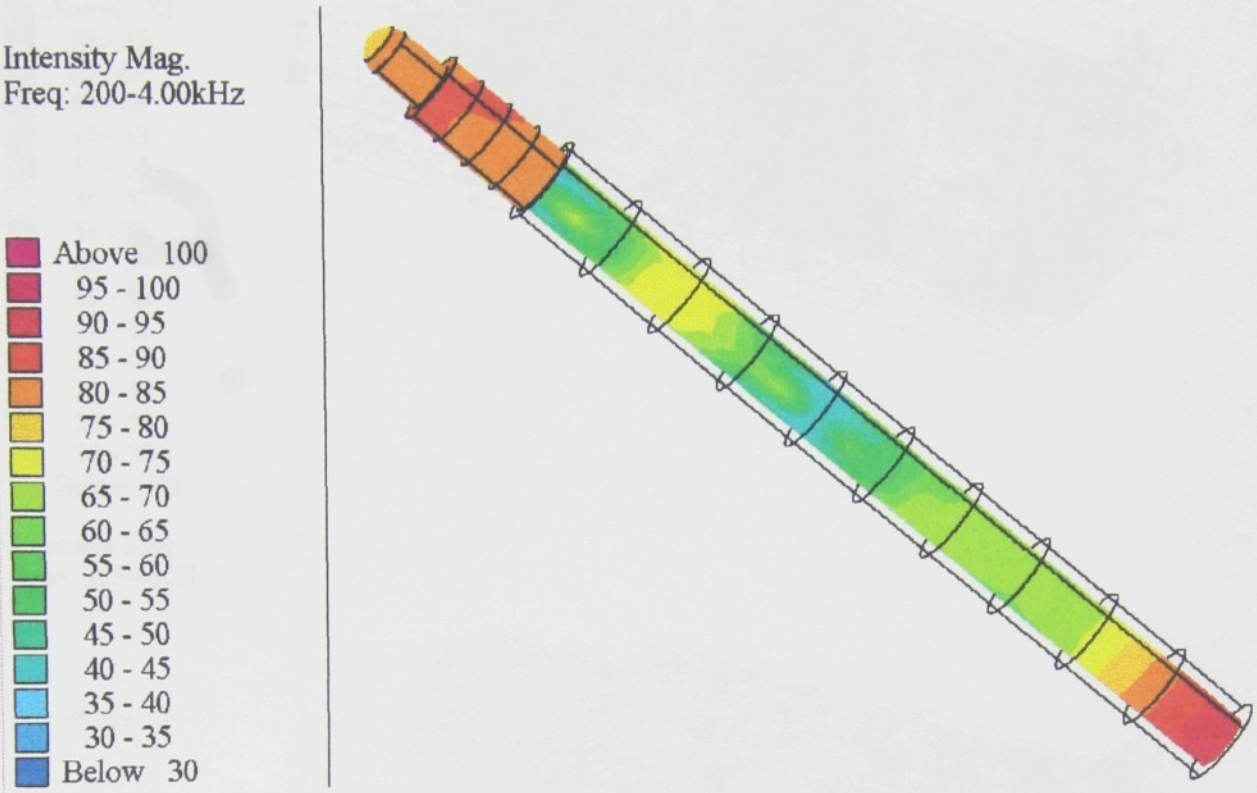

Měření vibrací dle ISO 8662-4.2
vibrace přenášené na ruce
PB 35 G 25 XK
Zrychleni [dB]
Frekvence [Hz]

Příloha 2.1: Celková mapa akustické intenzity brusky PB 35 B 25 YK

Příloha 2.2: Celková mapa akustické intenzity brusky PB 35 G 25 YK

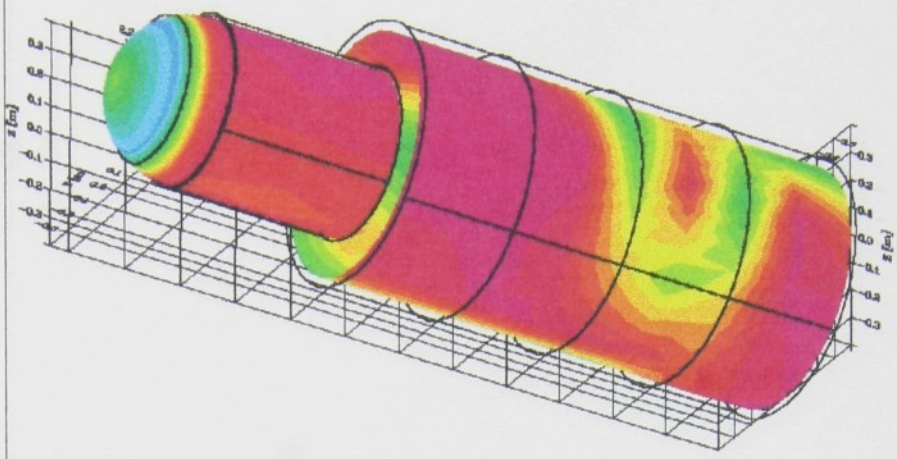


Příloha 2.3: Celková mapa akustické intenzity brusky PB 35 G 25 XK



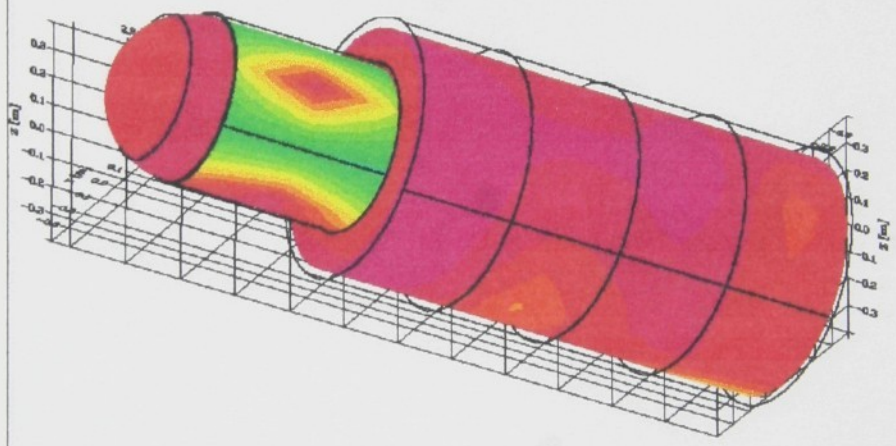
Intensity Mag.
Freq: 200-315Hz

- Above 72
- 69 - 72
- 66 - 69
- 63 - 66
- 60 - 63
- 57 - 60
- 54 - 57
- 51 - 54
- 48 - 51
- 45 - 48
- 42 - 45
- 39 - 42
- 36 - 39
- 33 - 36
- 30 - 33
- Below 30



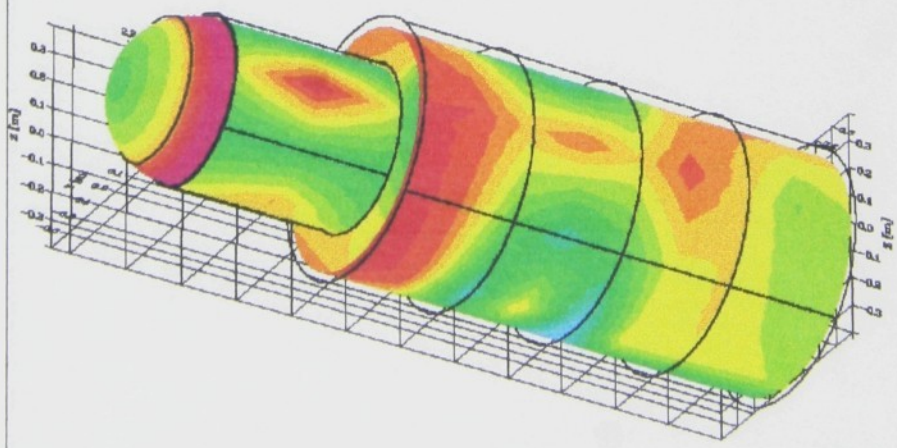
Intensity Mag.
Freq: 315-400Hz

- Above 54
- 52 - 54
- 50 - 52
- 48 - 50
- 46 - 48
- 44 - 46
- 42 - 44
- 40 - 42
- 38 - 40
- 36 - 38
- 34 - 36
- 32 - 34
- 30 - 32
- 28 - 30
- 26 - 28
- Below 26



Intensity Mag.
Freq: 400-500Hz

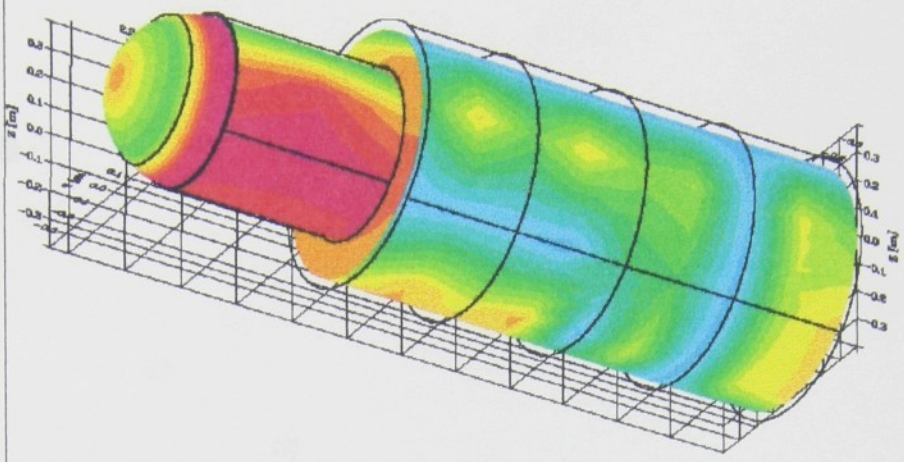
- Above 63
- 60 - 63
- 57 - 60
- 54 - 57
- 51 - 54
- 48 - 51
- 45 - 48
- 42 - 45
- 39 - 42
- 36 - 39
- 33 - 36
- 30 - 33
- 27 - 30
- 24 - 27
- 21 - 24
- Below 21



Příloha 3: Mapy akustické intenzity rozdělené podle frekvenčních rozsahů pro PB 35 G 25 XK

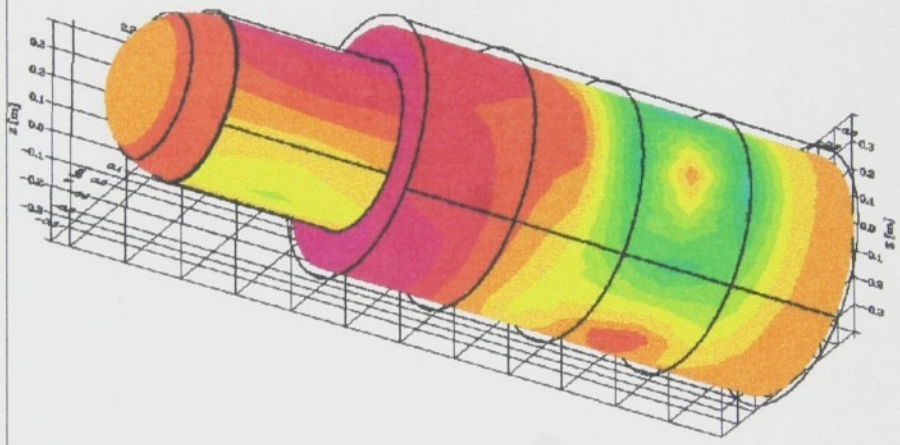
Intensity Mag.
Freq: 500-630Hz

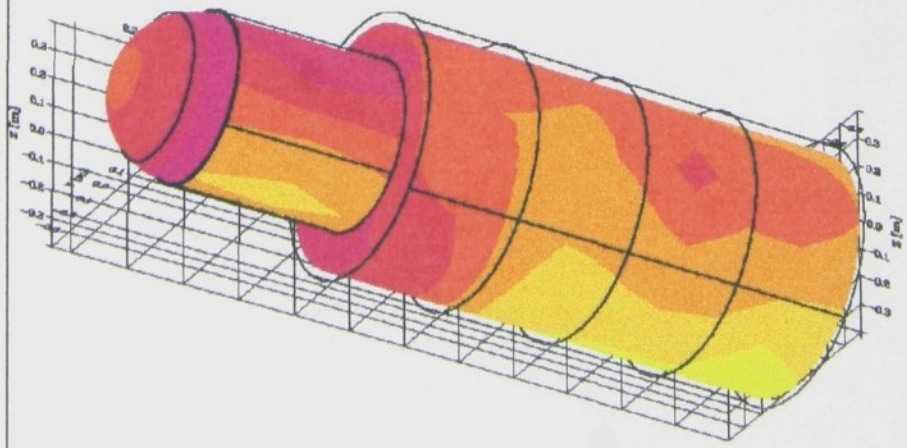
- Above 66
- 63 - 66
- 60 - 63
- 57 - 60
- 54 - 57
- 51 - 54
- 48 - 51
- 45 - 48
- 42 - 45
- 39 - 42
- 36 - 39
- 33 - 36
- 30 - 33
- 27 - 30
- 24 - 27
- Below 24



Intensity Mag.
Freq: 630-800Hz

- Above 75
- 72 - 75
- 69 - 72
- 66 - 69
- 63 - 66
- 60 - 63
- 57 - 60
- 54 - 57
- 51 - 54
- 48 - 51
- 45 - 48
- 42 - 45
- 39 - 42
- 36 - 39
- 33 - 36
- Below 33



Intensity Mag.
Freq: 800-1.60kHz

- Above 80
- 78 - 80
- 76 - 78
- 74 - 76
- 72 - 74
- 70 - 72
- 68 - 70
- 66 - 68
- 64 - 66
- 62 - 64
- 60 - 62
- 58 - 60
- 56 - 58
- 54 - 56
- 52 - 54
- Below 52