



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VNITŘNÍ AKUSTIKA TRAKTORU

TRACTOR INTERNAL ACOUSTICS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Otakar Hora

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Otakar Hora
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Vnitřní akustika traktoru

STRUČNÁ CHARAKTERISTIKA PROBLEMATIKY ÚKOLU:

Práce se zabývá analýzou akustiky vnitřního prostoru traktoru pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je analýza budících účinků od jednotlivých zdrojů vibrací a vyhodnocení odezvy ve vnitřním akustickém prostoru kabiny se zaměřením na hlavu řidiče. V závěru je předpokládán návrh vhodných konstrukčních úprav za účelem snížení hluku v kabině.

CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE:

- 1) Rešerše problematiky vnitřní akustiky
- 2) Tvorba výpočtového modelu
- 3) Analýza buzení
- 4) Vyhodnocení odezvy ve vnitřním prostoru kabiny
- 5) Zhodnocení výsledků a návrh konstrukčních úprav

SEZNAM LITERATURY:

- MIŠUN, V. (2005): Vibrace a hluk. Skripta VUT, Cerm, 177 s. ISBN80-214-3060-5.
- STODOLA, J. (2010): Diagnostika motorových vozidel. Studijní opora VUT, 268s.
- NOVOTNÝ, P. (2009): Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development. Habilitační práce, VUT v Brně.
- SHENG, G. (2012): Vehicle noise, vibration, and sound quality. Warrendale, SAE International, 492p. ISBN978-076-8034-844.
- SMITH, J., D. (1999): Gear noise and vibration. 1st printing. Marcel Dekker, INC., 186 s. ISBN0-824--6005-0.

SMETANA, C. a kol. (1998): Hluk a vibrace: měření a hodnocení. Sdělovací technika, 1. vyd. 188s. ISBN80-901936-2-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

Doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Práce se zabývá analýzou akustiky vnitřního prostoru traktoru pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je analýza budících účinků od jednotlivých zdrojů vibrací a vyhodnocení odezvy ve vnitřním akustickém prostoru kabiny se zaměřením na hlavu řidiče. V závěru je předkládán návrh vhodných konstrukčních úprav za účelem snížení hluku v kabině.

KLÍČOVÁ SLOVA

Traktor, Metoda Konečných Prvků (MKP), hluk, vibrace, frekvence, buzení, kavita, interiér

ABSTRACT

The diploma thesis focuses on the analysis of the internal acoustics of a tractor using the finite element method. The thesis also contains the analysis of excitation effects from individual sources of vibrations and evaluating the response in the internal acoustic chamber with special focus on the driver's head. The conclusion should suggest appropriate structural modifications to reduce interior noise.

KEYWORDS

Tractor, Finite Element Method (FEM), noise, vibration, frequency, excitation, cavity, interior



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Hora, O. *Vnitřní akustika traktoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 105 s. Vedoucí diplomové práce Novotný Pavel.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Otakar Hora



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. za pomoc, cenné rady a náměty při vedení a vypracování mé diplomové práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Základní pojmy akustiky	11
1.1 Základní vibroakustické veličiny	11
1.1.1 Vlnová délka.....	11
1.1.2 Rychlost šíření akustických vln.....	12
1.1.3 Akustický tlak.....	13
1.1.4 Akustický výkon.....	13
1.1.5 Akustická intenzita	14
1.1.6 Hladiny akustických veličin	14
1.1.7 Šíření zvuku v trojrozměrném prostoru.....	15
2 Akustické podmínky traktorů	16
2.1 Zdroje hluku a vibrací u traktorů	16
2.1.1 Motor zkoušeného traktoru.....	19
2.1.2 Převodovka zkoušeného traktoru	20
2.2 Struktura vazeb vibroakustického systému.....	20
2.3 Akustika uvnitř traktorové kabiny	22
2.3.1 Metody sloužící ke zkoumání vnitřní akustiky	22
2.3.2 Akustická analýza vnitřního prostoru vlivem vnitřních struktur.....	22
2.4 Konstrukční úpravy traktorových kabin	23
2.4.1 Aktivní metody snižování hluku	24
2.4.2 Pasivní snížení hluku	26
3 Metody zjišťování vibrací a hluku traktorů	29
3.1 Experimentální metody.....	29
3.1.1 Akustický tlak, akustický výkon a akustická intenzita.....	29
3.1.2 Metody měření hluku	31
3.1.3 Metody měření vibrací.....	34
3.1.4 Normované metody měření hluku	35
3.2 Výpočtové metody k zjišťování vnitřní akustiky.....	37
3.2.1 Analytické výpočetní metody.....	37
3.2.2 Používané numerické metody.....	38
4 Realizace výpočtového modelování	42
4.1 Frekvenční rozbor významných zdrojů hluku a vibrací traktoru.....	42
4.1.1 Frekvenční charakteristika motoru	42
4.1.2 Frekvenční rozbor rozvodového ústrojí.....	47



4.1.3	Frekvenční rozbor vstřikovacího čerpadla	50
4.1.4	Frekvenční rozbor převodovky.....	52
4.2	Numerické modely.....	55
4.2.1	Popis numerických modelů	55
4.2.2	Vytvoření výpočtového modelu	57
4.2.3	Modální analýza	61
4.2.4	Harmonická analýza	64
5	Vyhodnocení výsledků	66
6	Návrh konstrukčních úprav.....	71
6.1	Aktivní konstrukční úpravy	71
6.1.1	Návrh mechanismu omezující vibrace a hluk pohonné jednotky.....	71
6.1.2	Náhrada řadového čerpadla za čerpadlo common-rail	74
6.1.3	Vyvážení motoru	77
6.1.4	Návrh snížení akustických emisí skříně převodovky a bloku motoru.....	77
6.1.5	Návrh odpružení kabiny traktoru.....	77
6.1.6	Návrh odpružené přední nápravy	80
6.2	Pasivní konstrukční úpravy.....	82
6.2.1	Návrh izolace motorového prostoru	82
	Souhrn.....	85
	Závěr.....	87
	Seznam použitých zkratk a symbolů	92
	Seznam příloh.....	96



ÚVOD

Tato diplomová práce je zaměřena na analýzu tvarů a frekvencí módů vzduchu uzavřeného v kabině traktoru. To znamená, že se tato práce zaměřuje na to, jak lze tyto módy spočítat, ovlivnit, a na to, jaké vlastní frekvence a jim odpovídající tvary kmitání vzduchu v řešené kabině vznikají.

Tuto práci jsem si vybral jednak z hlediska zajímavého tématu, ale především kvůli zmapování nebezpečných míst, kde mohou vznikat nebezpečné frekvence uvnitř kabiny a pro možnost vytvoření návodu, jak tuto problematiku řešit numericky. Běžnou součástí našeho života jsou nejrůznější zvuky. Některé jsou příjemné, jiné naopak nepříjemné. Nežádoucí zvuky souhrnně označujeme jako hluk. Toho se musíme snažit vyvarovat, jelikož i nízké hladiny hluku mohou být pro člověka nebezpečné. Projevuje se to nepříjemným pocitem, popřípadě nevolností a v krajním případě může docházet až k psychickým poruchám. Hluk se netýká pouze osob, ale tvoří také technickou otázku, protože hluk je průvodním jevem chvění. To způsobuje u technických zařízení namáhání materiálu, které může vést až k technické poruše. Boj proti hluku se tedy vede ze dvou směrů, a to ze zdravotního a z technického. Ze zdravotního směru jde o zvyšování komfortu řidiče traktoru, z toho technického pak o zvýšení životnosti daného zařízení.

Aby bylo možné úroveň hluku dále snižovat, musíme hluk v daném prostředí analyzovat. Těmto analýzám se věnuje stále větší pozornost, ať už se jedná o konkurenční boj výrobců, či o hodnoty dané normami. U zemědělských vozidel jako jsou traktory, je nejvýznamnějším zdrojem buzení hluku a vibrací hnací ústrojí, kam spadá spalovací motor, převodovka a další komponenty. Přenosy hluku a vibrací pak obklopují vzduch uzavřený v kabině traktoru.

Vlivem zdrojů buzení hluku a vibrací nastává při určitých frekvencích stav, kdy dochází k rezonanci vzduchu, který je uzavřený v traktorové kabině (kavitě), a jim odpovídajícím tvarům kmitání. Výsledným frekvencím se přiřazují určité průběhy akustického tlaku. Za nebezpečné frekvence se považují ty, u kterých v daném místě (pro danou práci se jedná o oblast hlavy řidiče) vzniká maximum akustického tlaku. Tehdy pro obsluhu traktoru dochází ke snížení pohodlí, což může být provázeno i zdravotními následky. Hlučnost i tvary kmitání se do určité míry dají ovlivnit konstrukčními úpravami.

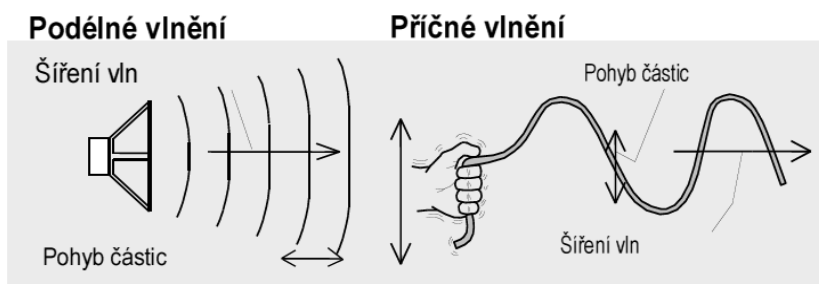
V práci bude proveden frekvenční rozbor zdrojů hluku a vibrací. Následně bude provedeno numerické řešení pomocí MKP (Metoda Konečných Prvků) v programu ANSYS. Bude řešena modální a harmonická analýza kavity traktorové kabiny. Výsledkem numerického řešení je přehled o tom, které frekvence a jim odpovídající tvary kmitů při frekvenčním rozsahu od zdrojů buzení mohou v kavitě vzniknout. Modální analýza nám dá přehled o všech možných módech uvnitř kavity, u harmonické analýzy se zadává zdroj buzení a výsledkem jsou již vzniklé vlastní tvary kmitání uvnitř kavity. Když dojde ke shodě frekvencí od zdrojů buzení a od vlastních tvarů kmitů u harmonické analýzy, uvnitř traktorové kabiny v daném místě vzniká rezonance. V poslední části práce pak budou zmíněny konstrukční úpravy používané ke změně vlastních frekvencí uvnitř traktorové kabiny.



1 ZÁKLADNÍ POJMY AKUSTIKY

KMITÁNÍ

Kmitavý pohyb jednotlivých částic v pružném prostředí je podstatou zvuku. Jako zdroj zvukových vln lze označit vymezenou část tohoto prostředí nebo předměty, kde vzniká akustická energie a odkud se šíří do okolí. Akustické vlnění může být podle orientace směru kmitů částic vzhledem ke směru šíření zvuku podélné a příčné [1].



Obrázek 1: Podélné a příčné vlnění [2]

ZVUK

Jedná se o vlnění mechanické v pružném prostředí. Oproti statické hodnotě se ve vzduchu mění tlak plynu (tlak akustický). Akustický tlak je skalární veličina, udává se tedy pouze velikostí. Frekvence kmitání je v jednotkách hertz Hz v rozměru s^{-1} a udává množství změn tlaku za čas. Zvuk se podle kmitočtu rozděluje do tří pásem. A to na infrazvuk, ten má frekvenci nižší než 16 Hz. Dále je to zvuk slyšitelný, ten se nachází ve frekvenčním rozsahu od 16 Hz až po 20000 Hz. Posledním pásmem je ultrazvuk, ten se nachází na frekvenci vyšší jak 20000 Hz [1].

HLUK

Hlukem se rozumí nežádoucí či rušivý zvuk. Hluk je obtížně definovatelný, jelikož každá osoba vnímá hluk subjektivně a individuálně. Hluk má povahu širokopásmového šumu, obsahuje celou řadu složek s různými kmitočty [1].

1.1 ZÁKLADNÍ VIBROAKUSTICKÉ VELIČINY

1.1.1 VLNOVÁ DÉLKA

Vlnovou délku lze definovat jako vzdálenost dvou po sobě časově následujících maxim kmitů vlny u daného vlnění. Obecně je to vzdálenost mezi nejbližšími vlnoplochy se stejnými akustickými stavy kmitajících částic [1].



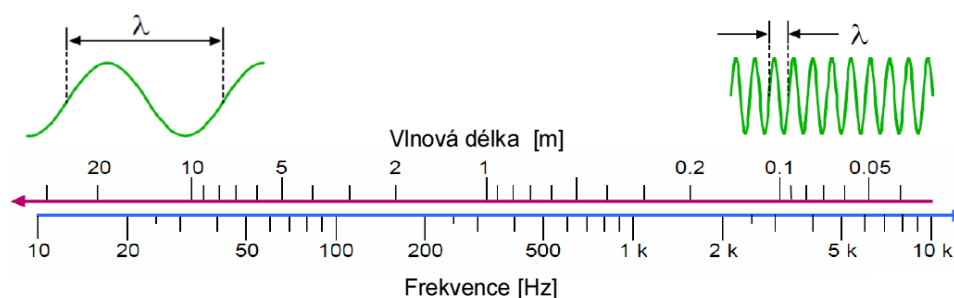
Také ji lze definovat jako vzdálenost, kterou urazí zvuková vlna za dobu jednoho kmitu. Je definována vztahem:

$$\lambda = \frac{c_v}{f} = \frac{1}{T} \quad (1)$$

Kde: T – perioda vlnění

f – frekvence vlnění

c_v – rychlost šíření vlnění



Obrázek 2: Vlnová délka [2]

1.1.2 RYCHLOST ŠÍŘENÍ AKUSTICKÝCH VLN

V plynech a kapalinách se šíří podélné vlnění, které je doprovázeno zředováním a zhušťováním částic prostředí. V látkách pevných vzniká také vlnění ohybové a příčné [1].

Rychlost šíření podélných akustických vln v tekutinách je popsána vztahem:

$$c_v = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (2)$$

Kde: ρ – hustota prostředí

K – modul objemové pružnosti kapaliny

Upravený vztah pro plyny vypadá následovně:

$$c_v = c_L = \sqrt{\mu \frac{p_b}{\rho}} \quad (3)$$

Kde: p_b – barometrický tlak

μ – Poissonova konstanta

c_L – rychlost šíření akustických vln pro vlnění podélné



Předpokládáme-li adiabatickou změnu vzduchu v průběhu vlnění, je možné vztah pro samotný vzduch zjednodušit na následující vztah:

$$c_v = 331.6 \sqrt{1 + \frac{t_{SC}}{273.1}} \quad (4)$$

Kde: t_{SC} – teplota vzduchu v °C

Ze vztahu (4) vyplývá, že rychlost šíření vlnění (neboli rychlost zvuku ve vzduchu, ale i v ostatních plynech) je závislá pouze na teplotě.

1.1.3 AKUSTICKÝ TLAK

Akustický tlak má analogický průběh jako akustická rychlost. Akustický tlak pro harmonický signál lze vyjádřit vztahem:

$$p = p_0 \cdot \cos \omega \left(t - \frac{x}{c} \right) \quad (5)$$

Kde: p_0 – amplituda akustického tlaku

Vztah pro výpočet efektivní hodnoty tlaku:

$$p_{ef} = \frac{p_0}{\sqrt{2}} \quad (6)$$

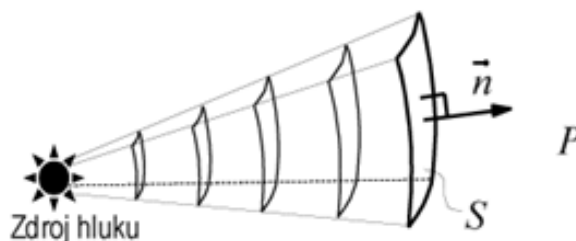
Z vztahu (6) plyne, že akustický tlak je závislý na úhlové frekvenci ω . Skutečné zvuky ale nejsou akustické signály pouze s jednou frekvencí, ale jsou složeny z řady dílčích signálů. Proto je potřeba u veličin, jako je akustický tlak, akustická rychlost a akustický výkon pracovat s jejich frekvenčními spektry, která mohou být spojitá nebo diskrétní [1].

1.1.4 AKUSTICKÝ VÝKON

Mějme šíření rovinné vlny ve směru osy x , která dopadá na měřicí plochu S . Paprsky zvuku svírají úhel v s měřicí plochou. Akustický výkon je pak definován vztahem [1]:

$$P = \frac{dE}{d\tau} \quad (7)$$

Kde: E – akustická energie

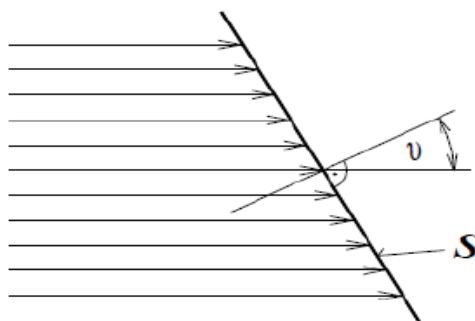


Obrázek 3: Akustický výkon [2]



Je-li akustický výkon vztažen na jednotku plochy, je nazýván takzvaným měrným akustickým výkonem N v W.m^2 , který je vyjádřen následujícím vztahem:

$$N = \frac{dP}{dS \cdot \cos \nu} \quad (8)$$



Obrázek 4: Šíření rovinné vlny na měřicí plochu S [2]

Výkon je také dán obecně součinem působící síly F a akustické rychlosti v . Síla F je pak součin akustické plochy S a akustického tlaku p , což je uvedeno v následujícím vztahu:

$$P = F \cdot v = p \cdot S \cdot v \quad (9)$$

1.1.5 AKUSTICKÁ INTENZITA

Akustická intenzita je vektorová veličina, která představuje směr a množství toku akustické energie v určeném prostředí (daný výkon na jednotkovou plochu). Základní vztah [1]:

$$|I| \sim \frac{dW}{dS} \quad (10)$$

1.1.6 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČIN

Hladina je logaritmický poměr určité akustické veličiny ke stanovené referenční veličině. U hladin akustických veličin byly zavedeny kvůli zjednodušení decibelové veličiny, jelikož hodnoty akustických veličin se mění ve velmi širokém pásmu. Decibelové veličiny přepočítávají základní akustické veličiny na hodnoty decibelové. Jednotkou je potom jeden decibel dB a rozsah hladin je podstatně menší a o jednotlivých veličinách máme tedy lepší představu [1].

$$H = \log \frac{A}{A_{ref}} = \log \frac{A}{A_0} = \frac{\text{hodnota porovnávaná}}{\text{hodnota referenční}} \quad (11)$$

Hladina akustické intenzity:

$$L_I = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0} \quad (12)$$

Kde: I – měrná akustická intenzita

I_0 – referenční hodnota akustické intenzity, $I_0 = 10^{-12} \text{ W.m}^2$



Hladina akustického tlaku:

$$L_p = 20 \cdot \log \frac{p}{p_0} \quad (13)$$

Kde: p – je akustický tlak v daném bodě akustického prostoru

p_0 – je referenční prahová hodnota, $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa

Referenční hodnota akustického tlaku je taková minimální hodnota akustického tlaku, kterou je ještě schopen zaznamenat nepoškozený lidský sluchový orgán. Lidské ucho má schopnost registrovat akustický tlak jako základní akustickou veličinu ve velmi širokém rozsahu. Udávané prahové hodnoty slyšení pro zdravého člověka jsou při frekvenci 1000 Hz přibližně 20 μ Pa. Nejvyšší hodnota akustického tlaku (prahová hodnota bolesti) je přibližně 100 μ Pa [1], [3].

Hladina akustického výkonu:

$$L_W = 10 \cdot \log \frac{P}{P_0} = 10 \cdot \log \frac{W}{W_0} \quad (14)$$

Kde:

W – hodnocený akustický výkon

W_0 – referenční hodnota, $W_0 = 10^{-12}$ W.m⁻²

1.1.7 ŠÍŘENÍ ZVUKU V TROJROZMĚRNÉM PROSTORU

Šíření zvuku v trojrozměrném prostředí je popsáno obecnou vlnovou rovnicí s následujícím tvarem:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} \quad (15)$$

Rovnice je obecná, protože nezáleží na tvaru funkce vlnění, platí tedy pro jakýkoliv signál. Rovnice platí i pro libovolný směr šíření vln. Úpravou rovnice (15) se dostaneme k tvaru následujícímu:

$$\nabla^2 u = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} \quad (16)$$

Kde: ∇^2 – Laplaceův diferenciální operátor

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (17)$$

Vlnová rovnice (17) je z fyzikálního hlediska pohybovou rovnicí pro akustickou vlnu. Pravá strana rovnice znázorňuje zrychlení bodu, nebo objemového elementu prostředí. Levá strana vyjadřuje podíl síly, která působí na hmotný bod popřípadě objemový element prostředí, a jeho hmoty, tudíž je to síla, která působí na element s jednotkovou hmotou [1].



2 AKUSTICKÉ PODMÍNKY TRAKTORŮ

Jako zkoušený traktor jsem si zvolil traktor Zetor Proxima Power. Většinu potřebných hodnot k tomuto modelu jsem zjistil na oficiálních stránkách firmy Zetor.

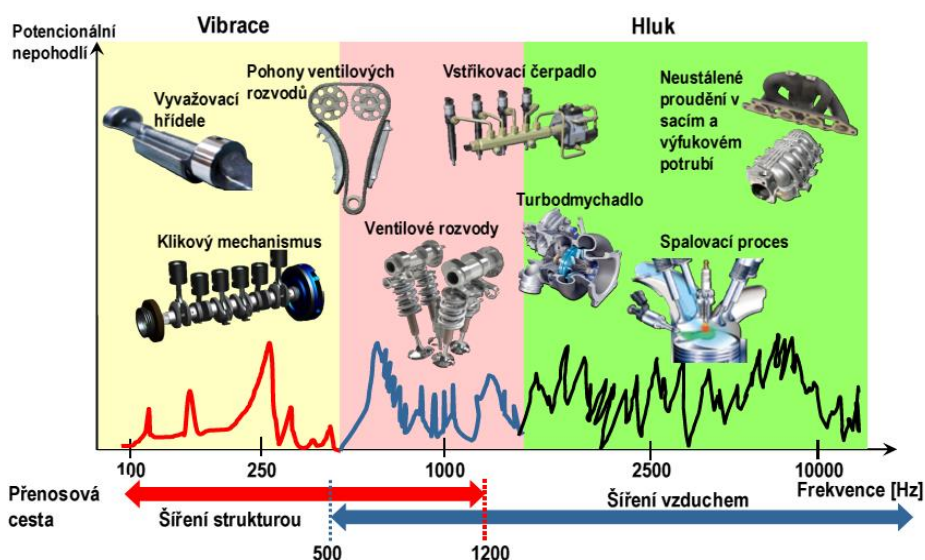
Tento traktor patří do skupiny univerzálních zemědělských kolových traktorů. Je určen především k agregaci se zemědělskými stroji, průmyslovými adaptéry a pro zemědělskou přepravu. V nabízených verzích traktorů Zetor tvoří tento model zhruba střed nabídky. K pohonu používá čtyřválcový vznětový motor přeplňovaný turbodmychadlem se čtyřmi ventily na válec. Převodovka tohoto traktoru je mechanická s třístupňovým násobičem, elektro-hydraulicky rezervační. Přesnější specifikaci motoru a převodovky traktoru Zetor Proxima Power popíšu níže.

2.1 ZDROJE HLUKU A VIBRACÍ U TRAKTORŮ

U soudobých pohonných jednotek je nejvýraznějším zdrojem hluku spalovací motor a převodovka. Jak je výše uvedeno, zdroje hluku lze z hlediska vzniku rozdělit do dvou základních skupin, a to na mechanický hluk a aerodynamický hluk. V této práci je pozornost věnována především mechanickému hluku.



Obrázek 5: Šíření vibrací a hluku [2]



Obrázek 6: Zdroje hluku a vibrací motorů obecně [2]



HLUK VZNIKLÝ SPALOVÁNÍM

Hluk vzniká, když u termodynamického cyklu pístového spalovacího motoru dojde k prudké změně tlaku (sání, komprese, expanze, výfuk). K takové změně dochází při vznícení či zažehnutí směsi paliva se vzduchem. Tlak se zvyšuje úměrně s mírou prohoření. Čelo plamene se šíří při chodu motoru přibližně 30 až 50 ms⁻¹. Čím vyšší rychlost spalování, tím hlučnější je chod motoru.

V extrémních případech může docházet k detonačnímu hoření. To se vyznačuje typickým silnějším zvukovým projevem a vysokou rychlostí šíření plamene. Tento stav je nepřipustný pro dlouhodobý chod motoru, jelikož může mít fatální následky. Při detonačním spalování se vyvolá tlaková vlna, která se šíří spalovacím prostorem a při dopadu na stěnu a dno pístu vyvolá rázy v klikovém mechanismu a v pístní skupině. Charakteristický hluk pro detonační hoření je zde varováním před režimem chodu vedoucím ke zničení spalovacího motoru.

Na koncepci řešení výfukového potrubí je v dnešní době kladen veliký důraz. Vhodným řešením lze eliminovat hluk od výfukových spalin na celkem nízkou hodnotu. Se zvyšujícím se výkonem dnes používaných traktorů se začalo rozvíjet i využívání kompresorů a turbodmychadel. Turbodmychadla i kompresory pracují ve velmi vysokých otáčkách. Jejich nevýhodou proto může být vznikající vysokofrekvenční hluk. Další zdroj hluku a vibrací může být nevyvážený chod motoru. Nevyváženost je typická pro motor s nižším počtem válců. Pro vyvažování motoru od setrvačných sil posuvných částí se používají vývažky na klikovém hřídeli a přídavné vyvažovací hřídele. K eliminaci torzního kmitání se používají tlumiče torzních kmitů. Komplexním řešením utlumení hluku motoru je použití kvalitní protihlukové izolace kapotáže motoru a optimální návrh výfukového potrubí a kvalitní protihluková izolace kabiny traktoru [4].

MECHANICKÝ HLUK SPALOVACÍHO MOTORU

Mechanický hluk vzniká kontaktem kovových ploch, který způsobuje vibrace, a ty se následně šíří dále. Blok motoru a hlava válce jsou nejvíce náchylné struktury na vyzařování hluku. Příklady jednotlivých zdrojů hluku v pohonné jednotce za chodu jsou ventily, klopení pístu, vůle pístního čepu, olejové čerpadlo, palivové čerpadlo, ložiska, vačkový hřídel, pístní kroužky a další. Celkově lze říci, že při zvyšující se provozní teplotě motoru se celkový akustický výkon hluku, který vyzařuje motor, snižuje. Děje se tak kvůli tepelné roztažnosti jednotlivých komponent spalovacího motoru, kdy jejich ohřevem dochází ke zmenšení vůlí, a tím i ke zmenšení energie jejich rázů. Velký vliv na celkové množství vyzářeného hluku má opotřebování jednotlivých mechanických komponent motoru. Opotřebování vede ke zvětšování vůlí mezi jednotlivými komponenty, a tím pádem i ke zvyšování energií vibrací a celkové hlučnosti spalovacího motoru [5].

HLUK OD PROUDĚNÍ TEKUTIN SPALOVACÍHO MOTORU

Proudění provozních kapalin je z hlediska hlučnosti téměř nepodstatné. Chladicí kapalina a jí zaplněné prostory reprezentují z hlediska prostupu zvuku a vibrací jiné prostředí, do určité míry hluk utlumuje. Největším zdrojem hluku je proudění vzduchu a spalin sacím a výfukovým potrubím. Celkově nejvýznamnější zdroj hluku vyzařuje proudění výfukových plynů z válce motoru okamžitě po otevření výfukového ventilu. Výfukový ventil se otevírá před dokončením expanzního zdvihu, tím dochází k prudkému poklesu tlaku ve válci. Vzniká



tak tlaková energie, která slouží k lepšímu odvodu spalin z válce i přes to, že vzniká hluk. Vzniklý hluk se následně snižuje tlumiči na výfukovém potrubí. Hluk, který vzniká vzduchem nasávaným do válců, je tlumen vhodnou volbou objemů, průřezů a stavbou celkového sacího traktu spalovacího motoru [4], [5].

HLUK OD OZUBENÝCH PŘEVODOVEK

Prvotním zdrojem hluku u převodových ústrojí jsou vibrace vznikající záběrem ozubených kol a působením dynamických sil. Převodovka je jako celek uzavřený systém. Hluk se z převodovky šíří především vibracemi povrchu převodové skříně nebo pomocí připojených agregátů k převodovce, včetně základové nosné konstrukce.

Vibrace jsou u převodovek dány i dalšími mechanismy. Například přenosem vibrací do ozubení z poháněného nebo poháněcího agregátu, kmitáním hřídelů vlivem torze a průhybů. Další zdroj vibrací se může vytvořit při opotřebením valivých ložisek, kde vznikají jejich nepravidelné funkční plochy. Všechny zde uvedené jevy se pak sčítají a zvětšují tak výsledné amplitudy výchylek v ozubení. Tím pádem roste množství energie vyzařovaného hluku [1], [6], [7], [8].

HLUK BUZENÝ JÍZDOU TRAKTORU

Tento hluk se vyvíjí při kontaktu pneumatik traktoru s vozovkou. Je tedy vyvolán odvalováním se pneumatiky po ploše vozovky. Takto vzniklý hluk je patrný zejména při jízdě traktoru vysokou rychlostí po silnici. Dnes platí, že při rychlostech vyšších než 30 km.h⁻¹ takto vzniklý hluk převládá nad ostatními. Je dokázáno, že čím širšími pneumatikami je traktor osazen, tím větší hluk od valení vzniká (platí při konstantních podmínkách) [9].

HLUK BUZENÝ ZAPŘAŽENÝMI STROJI

Hluk, který vyvíjejí stroje zapřažené k traktoru, je nedílnou součástí hluku celkového, jenž působí na okolí a na obsluhu uvnitř kabiny traktoru. Mezi nejvíce hlučné stroje patří ty, které při výkonu své práce potřebují převody a mechanismy. Převody a mechanismy jsou totiž největším zdrojem hluku. K takovým strojům například patří: lisy, kombajny, sběrače, obrabeče, rotační žací stroje a další.

Dalšími používanými stroji jsou stroje, které upravují půdu a zároveň jsou v přímém kontaktu s ní. K těmto strojům se řadí například: sazečky a secí stroje, kypřiče, rotavátory, pluhy a další. Další skupinou jsou vleky a kolové návěsy. Ty jsou také významným zdrojem hluku v důsledku valení pneumatiky po vozovce [9].



Obrázek 7: Traktor Zetor se zapřaženou sekačkou [10]

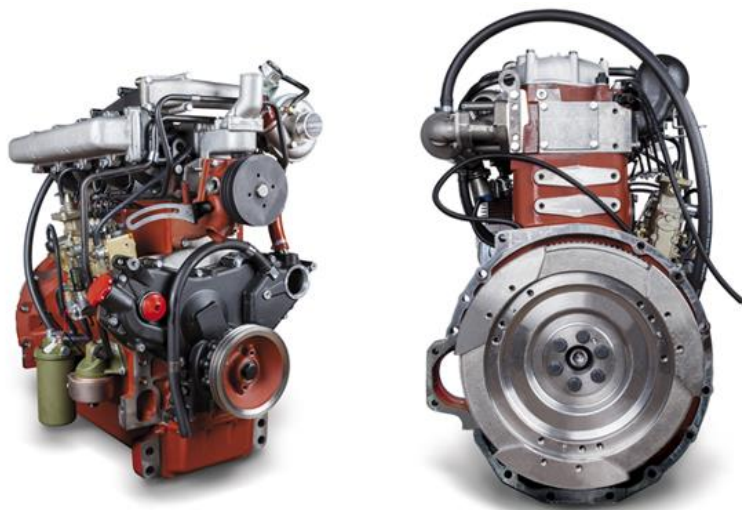
2.1.1 MOTOR ZKOUŠENÉHO TRAKTORU

Téměř ve všech moderních pracovních strojích se dnes používají vznětové motory, které bývají velmi často přepřínované z důvodu dosažení co nejvyššího výkonu při co nejnižší spotřebě paliva. Moderní pohonné jednotky musí splňovat mnoho aspektů dané normami. Moderní motory musí splňovat například normy na výfukové emise, na spotřebu paliva, na bezpečnost, na hluk a spousty dalších. Zákazník zase požaduje vysoký výkon a dlouhou životnost, co nejnižší spotřebu paliva, snadnou údržbu a především co nejnižší cenu. A v neposlední řadě se jedná o samotného výrobce motorů, který požaduje co nevyšší zisk a zároveň co nejlevnější výrobu.

Měřený traktor pohání čtyřválcový vznětový motor typu Z 1406 z emisní kategorie STAGE 3B. Tento motor je přepřínován turbodmychadlem s mezichladičem. V tabulce níže uvádím jeho základní technické parametry:

Tabulka 1: Technické parametry Zetor Proxima Power [11]

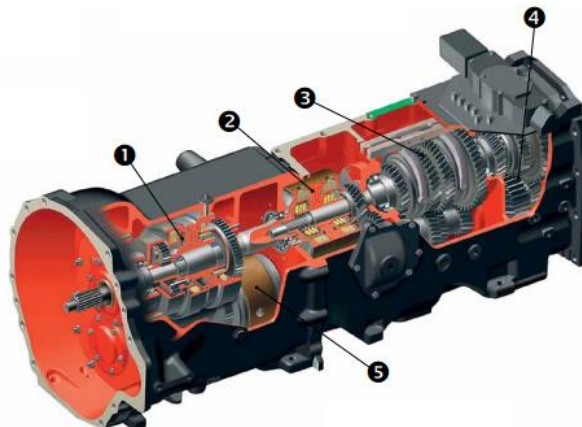
Jmenovitý výkon [kW/HP]	86,2/117	Vrtání/zdvih [mm]	105/120
Jmenovité otáčky [min ⁻¹]	2200	Objem motoru [cm ³]	4156
Počet válců	4	Chlazení motoru	Visko-ventilátor
Počet ventilů na jeden válec	4	Maximální Mt [Nm]	493
Plnění	Turbodmychadlo	Převýšení Mt [%]	37



Obrázek 8: Motor Zetor Z 1406 [11]

2.1.2 PŘEVODOVKA ZKOUŠENÉHO TRAKTORU

Převodovka zvoleného traktoru má dvacet čtyři rychlostních stupňů pro jízdu vpřed a vzad. Obsahuje třístupňový násobič krouticího momentu. Pro zpříjemnění obsluhy umožňuje řadit převodové stupně pod zatížením.



Obrázek 9: Převodovka Proxima Power [11]

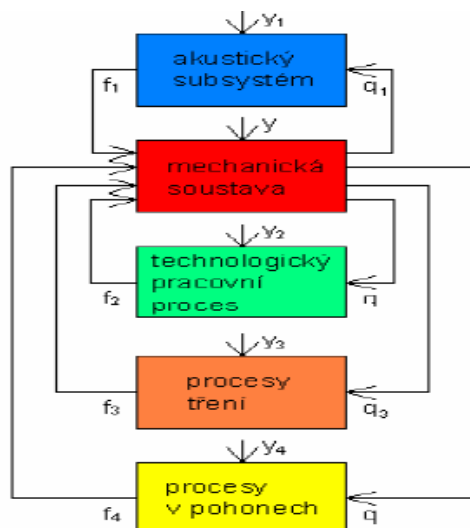
1 – Power Shift 3[°] násobič, 2 – Power Shuttle rezervační spojka, 3 – čtyři základní synchronizované stupně, 5 – mokrá lamelová spojka zadního PTO

2.2 STRUKTURA VAZEB VIBROAKUSTICKÉHO SYSTÉMU

Hluk a vibrace jsou jevy pracovních procesů strojních zařízení. Všechna zařízení se konstruují k zajištění daného technologického procesu. Vazbu mezi technologickým procesem a pohonem zajišťuje mechanismus. Ten je součástí mechanické soustavy zařízení. Se zvyšujícím se výkonem a produktivitou strojů vstupují u zařízení do popředí vazby



neřízené. Ty se výrazně podílejí na zvyšování hlučnosti zařízení. Na níže uvedeném obrázku je dynamické schéma vibroakustického systému stroje s neřízenými vazbami. Jednotlivé subsystémy a pracovní procesy jsou zobrazeny v blocích a spojením jsou definovány jejich vazby.



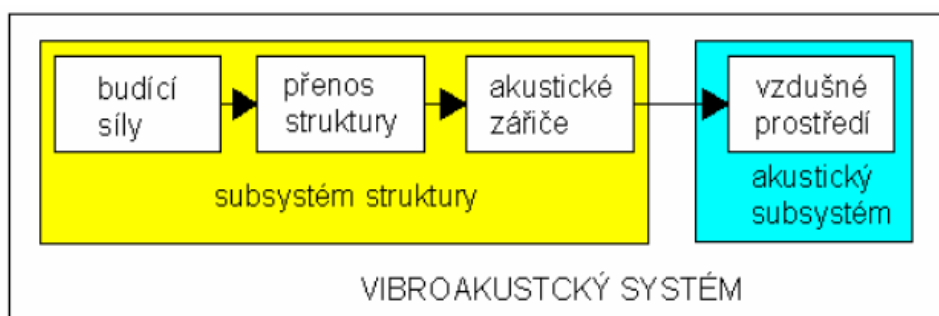
Jednotlivé sloupcové vektory:

- f_i - vektory veličin vystupujících z pracovních procesů a akustického subsystému
- q_i - vektory veličin, vystupujících z mechanické soustavy
- y_i - vektory vnějších veličin, vstupujících do jednotlivých bloků

Obrázek 10: Vibroakustický systém stroje [12]

Z každého bloku některé veličiny vystupují a poté vstupují do bloku jiného. Jelikož je reálná mechanika soustav poddajná, je schopná přenášet deformace z jednoho místa do místa druhého. Dochází tak tedy k vazbě mezi jednotlivými bloky. K těmto vzájemným vazbám dochází v důsledku deformací částí, případně celé mechanické soustavy stroje v průběhu času. Mechanická soustava svým pohybem zprostředkovává vzájemnou vazbu mezi jednotlivými bloky soustavy. Pohyb soustavy mechanické je tedy takovým nosným médiem, které je schopno přenášet informace mezi bloky soustavy, které jinak bezprostředně nesousedí, s prostorem stroje. Pochopení těchto vzájemných vazeb je základní předpoklad k pochopení vzniku a šíření hluku.

Při sledování hlučnosti strojů je zapotřebí sledovat celý řetězec od vzniku vibrací, přes přenosové cesty struktury stroje, až po akustický systém popisující obrázek níže. Budící síly při chodu stroje strukturu rozkmitávají a vibrace se přenáší na její povrch. Kmitající povrch je pak zářič akustické energie do vzdušného prostředí [12].



Obrázek 11: Struktura vibroakustického systému stroje [12]



2.3 AKUSTIKA UVNITŘ TRAKTOROVÉ KABINY

2.3.1 METODY SLOUŽÍCÍ KE ZKOUMÁNÍ VNITŘNÍ AKUSTIKY

Pro řešení akustiky uzavřeného prostoru lze použít tři metody:

- Vlnová akustika (řeší vlnové rovnice)
- Geometrická akustika (sleduje akustické paprsky a řeší jejich odraz od překážek)
- Statistická akustika

Uzavřený prostor traktorové kabiny je vždy nepravidelných tvarů, proto nelze jednoduše vyjádřit odrazivé vlastnosti stěn. Není tedy možné stanovit přesné řešení vlnové rovnice. Z tohoto důvodu pak nelze dojít k řešení za použití geometrické akustiky.

Nejvíce hodnotné výsledky akustiky v uzavřených prostorech přináší metoda statistické akustiky. Ta řeší vytvoření a zánik zvukového pole na základě velkého počtu odrazů. Nepravidelný tvar interiéru nám touto metodou dává řešení dokonce více kvalitní než u pravidelných tvarů interiéru. Tato metoda využívá tři předpoklady platnosti. První je, že ve všech bodech uzavřeného prostoru je objemová hustota zvukové energie stejně veliká. Druhým předpokladem je, že celková energie je dána součtem středních hodnot všech energií, které do stanoveného bodu dospěly kvůli odrazům od překážek a stěn, je tedy v každém elementu uzavřeného prostoru. A posledním předpokladem tedy je, že všechny úhly dopadu zvukových vln v libovolném bodu prostoru jsou pravděpodobné [13].

2.3.2 AKUSTICKÁ ANALÝZA VNITŘNÍHO PROSTORU VLIVEM VNITŘNÍCH STRUKTUR

MATERIÁLY POUŽÍVANÉ V AKUSTICE

Pro dosažení dobrých akustických podmínek je kromě jiného nutné i uskutečnění úprav prostoru tak, aby byla doba dozvuku optimální. Tohoto stavu je možné dosáhnout vhodnou volbou pohltivosti stěn a využitím pohltivosti různých materiálů použitých v konstrukci prostoru. Proto je potřeba znát absorpční vlastnosti materiálů. Ty se dělí do tří skupin:

- Porézní materiály
- Materiály složené konstrukce
- Materiály s úpravami založenými na principu rezonance (rezonátory Holmetzovho typu)

Pod pojmem mechanické pohlcování zvuku rozumíme přeměnu zvukové energie na energii jinou. Z tohoto hlediska můžeme způsob přeměny zvukové energie při šíření v pevných látkách rozdělit na tři druhy [14]:

- Přeměny vznikající třením
- Přeměny vznikající poklesem akustického tlaku
- Přeměny vznikající nepružnou deformací těles



$$\alpha = \frac{P_a}{P} \quad (18)$$

Kde: P – dopadající výkon

P_a – pohlcený akustický výkon

KABINA TRAKTORU ZETOR PROXIMA POWER

Kabina traktoru velmi ovlivňuje traktoristu a jeho pracovní výkon, jelikož kabina je pracovní prostředí sloužící k obsluze traktoru. Dnes používané traktorové kabiny musí splňovat mnoho požadavků, které jsou dány normami (hygienické, bezpečnostní, hlukové). Rám je základním prvkem moderních kabin. Většinou bývá svařený z ocelových profilů, v těch jsou umístěna skla. Střecha kabiny se umísťuje na vrchní část ochranného rámu. Ve střeše bývají umístěny prvky ventilace a klimatizace a také otevíratelný větrací poklop. Dnešním trendem při vývoji traktorových kabin je vyrobít co nejvíce prosklené plochy, která umožňuje lepší výhled řidiči.



Obrázek 12: Interiér traktoru Zetor [11]

2.4 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY TRAKTOROVÝCH KABIN

Hlavním cílem níže zmíněných úprav je především to, že chceme stroj přeladit na požadované frekvence tak, aby se v pásmu provozního buzení stroje nenacházely žádné jeho vlastní frekvence.

V podstatě existují dvě základní metody, jak potlačit (snížit) dynamickou odezvu.

- Aktivní metody – primární
- Pasivní metody – sekundární



Mezi aktivní metody patří tři způsoby. Jsou to: snížení amplitud budících sil, změna vlastní frekvence a přidání tlumiče. Jednotlivé způsoby se provádějí v pořadí za sebou jdoucích kroků, dokud se nedosáhne požadovaných výsledků.

Mezi pasivní metody se řadí vibrační a hlukové izolace zdrojů hluku, vhodné prostorové umístění hlučných zařízení, využití vhodných osobních ochranných prostředků a aktivní řízení hluku [2].

2.4.1 AKTIVNÍ METODY SNIŽOVÁNÍ HLUKU

SNÍŽENÍ AMPLITUDY BUDÍCÍCH SIL

V praxi to znamená, že je stroj potřeba co nejlépe vyvážit. U traktorových motorů lze obecně říci, že se nevyvažují s takovou přesností jako motory určené do osobních vozidel.

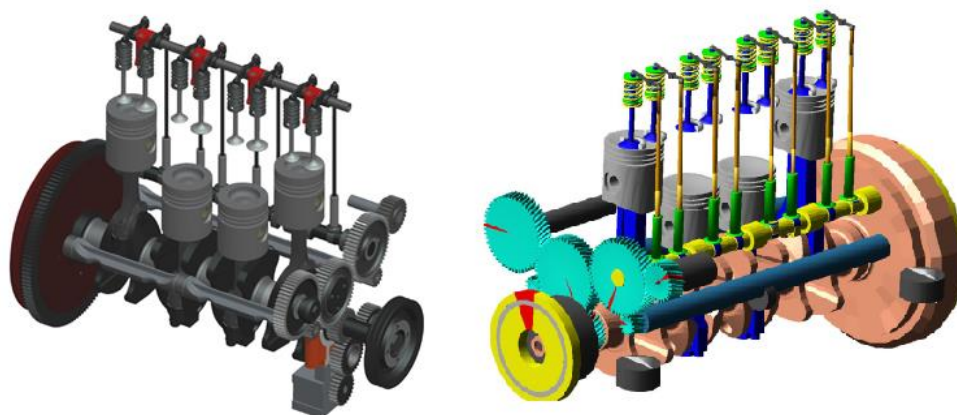
U pohybující se části klikového mechanismu mají nevyváhy za příčinu vznik setrvačných sil a momentů. Ty nejsou vnitřně vyvážené (jsou volné). Další vliv na nevyváženost mechanismu mohou mít především u zemědělských vozidel, jako jsou traktory, výrobní nepřesnosti, nestejnoměrnost materiálu, popřípadě nesouměrná deformace součástí způsobená provozem. Setrvačné síly a jejich momenty je zapotřebí odstranit, či alespoň co nejvíce potlačit. Čím lépe je totiž motor vyvážen, tím je jeho chod klidnější a bez výraznějších vibrací, které se následně přenáší na rám, a tím způsobují vibrace a hluk uvnitř kabiny [15].

Vhodným uspořádáním klikového mechanismu se dá dosáhnout přirozeného vyvážení, to navzájem dokáže vyrušit hlavní setrvačné síly. Takto dosažené vyvážení ovšem není dostačující, proto se přidává protizávaží. To je vyvažovací hmota, která působí proti účinku setrvačných sil a momentů. Tyto účinky zmenšuje, v některých případech i ruší. Další možnosti vyvážení jsou vyvažovací hřídele [15].

U klikového mechanismu se vyvažují setrvačné síly rotujících částí (ty jsou u čtyřválcové koncepce rovny nule), ty vyvolávají setrvačné momenty rotujících částí, které se vyvažují pomocí protizávaží situovaném na klikovém hřídeli [15].

Dále se vyvažují setrvačné síly posuvných částí. Ty mají různé řády, které se od sebe liší frekvencí a amplitudou. Prakticky uvažujeme o vyvážení pouze prvních dvou řádů. Setrvačné síly posuvných částí prvního řádu jsou u čtyřválcového motoru přirozeně vyváženy. Setrvačné síly posuvných částí druhého řádu už přirozeně vyváženy nejsou, ale jejich velikost se zanedbává [15].

Následně se vyvažují momenty setrvačných sil posuvných částí. Ty působí v rovině os válců a mají tendenci motor střídavě naklápět. Opět se řeší momenty setrvačných sil prvního řádu a poté momenty setrvačných sil druhého řádu. Momenty setrvačných sil druhého řádu se dají vyvážit dvěma vyvažovacími hřídeli, jejichž úhlová rychlost je dvojnásobná oproti úhlové rychlosti klikového hřídele [15].



Obrázek 13: Vyvažovací hřídele čtyřválcového motoru Zetor [16]

Další možností je co nejvíce snížit aerodynamické buzení. Toto řešení by ovšem pro traktor, který má předepsanou maximální rychlost na $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, v podstatě mělo minimální, téměř neznatelný vliv.

ZMĚNA VLASTNÍ FREKVENCE

Pokud se podaří snížit amplitudu budících sil na minimum, a hodnoty vibrací jsou stále nad požadovanou úroveň, lze použít tuto metodu zakládající se na změně vlastní frekvence mechanismu.

Rezonanční kmitání v mechanických konstrukcích (například turbíny, motory, čerpadla) nastane, když se jejich vlastní frekvence shoduje, nebo se přibližuje k frekvenci nucené, což je například otáčková frekvence. Dojde-li k tomuto kmitání, tento stav může způsobit kritické hladiny vibrací zesílením malých vibračních sil během provozování daného stroje.

Rezonance konstrukčních prvků nastává, když mají nadměrné vibrace nerotační díly. To jsou obvykle strojní části nebo nosné konstrukce. Vzhledem ke složitosti těchto komponent se jedná o rezonanční stav, který je běžnější. K tomu obvykle dochází při rychlostech otáčení stroje. I malé vibrační síly, které pocházejí ze zbytkové nevyváženosti a osového přesazení, mohou vybudit rezonanci základní konstrukce, která má pak za následek silné a nepříjemné vibrace.

Například vyšší tuhost konstrukce má vliv na zvýšení vlastní frekvence, naopak zvýšení hmotnosti má za následek snížení vlastní frekvence. To je logické, jelikož tuhost vytváří sílu. Ta směřuje vždy proti směru pohybu, zatímco hmota má určitou setrvačnost. To znamená, že síla je orientovaná vždy ve směru pohybu. Rezonance tedy nastane, když jsou tyto dvě síly působící proti sobě stejně veliké. Navzájem se ruší, a tím pádem se vibrace zvyšují [17].

PŘIDÁNÍ TLUMIČE

Posledním uvažovaným případem se amplitudy budících sil snižují na minimum. Konstrukčními změnami totiž už není možné soustavu přeladit. Proto se do soustavy přidává tlumič. Při působení tlumiče se snižuje amplituda vibrací. Nejvhodnější je tlumič umístit do míst, kde se nacházejí maximální rychlosti vibrací, pak je tlumení nejúčinnější.



Přesnější definice tlumení vypadá následovně. Tlumení je souhrn složitých nevratných procesů, které při pohybu mechanické soustavy způsobují, že část energie se ze soustavy ztrácí. V podstatě se jedná o pasivní odpor, který vždy působí v daném místě proti směru pohybu. Tlumení se dá rozdělit - z hlediska soustavy - na tlumení vnitřní, vnější a ve vazbách [2].

2.4.2 PASIVNÍ SNÍŽENÍ HLUKU

Mezi úpravy pasivního potlačení hluku patří:

- Použití porézních materiálů
- Použití nátěrů proti vibracím
- Použití asfaltózní hmoty
- Použití materiálů se sendvičovou konstrukcí
- Použití vibroizolace

POUŽITÍ PORÉZNÍCH MATERIÁLŮ

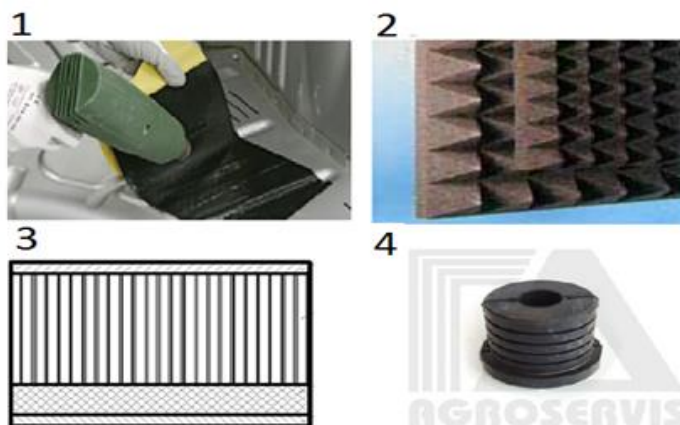
Tlumicí materiály (které se používají jako protihlukové) se široce používají v automobilovém průmyslu. Jejich hlavní akustickou vlastností je přeměňování akustické energie na teplo. To je dáno závislostí na kmitočtu činitele zvukové pohltivosti. Pohlcovat hluk je schopnost tělesa, kterou charakterizujeme pomocí hodnoty činitele zvukové pohltivosti α . Ta je definována jako podíl energie I_2 , pohlcené k určité ploše, s energií I_0 , která dopadá na tuto plochu [18].

$$\alpha = \frac{I_2}{I_0} \quad (19)$$

Kde: I_2 – intenzita zvuku odražené vlny

I_0 – akustický výkon na plochu

Akustická energie se také přeměňuje na jiné druhy energie, jako jsou například přeměny v důsledku kolísání akustického tlaku, přeměny v důsledku hystereze a přeměny v důsledku tření.



Obrázek 14: 1) asfaltózní hmota, 2) porézní pěna, 3) sendvičový materiál, 4) silentblok [19]

IZOLACE A TLUMENÍ

Zvuková izolace a tlumení hluku: Zvuková izolace zvuk izoluje, nebo odráží, tlumiče zvuku energii vracejí, nebo absorbují.

Izolování zvuku šířícího se vzduchem: Izolátor tvoří celá traktorová kabina. Sklo kabiny část zvuku odrazí a menší část prochází dovnitř. Zbytek kabiny je zvukově utěsněn speciálními materiály.

Tlumení hluku šířícího se vzduchem: To se u traktorů provádí na střeše vozidel a na blatnících. Zvuk ve vzduchu uvnitř kabiny je tlumen systémem zvukově pohltivých materiálů. Zvukové vlny přesto budou v materiálech třením pohlcovány. Podstatně větší budou odražené vlny po absorpci.

Izolování zvuku šířícího se tělesem: Toto je dáno především uložením traktorové kabiny. Zetor využívá k uložení pouze silentbloky. Dalšími opatřeními jsou například žebrování plechů kabiny či vedení bovdenů.

Tlumení zvuku šířícího se tělesem: Pomocí sendvičových plechů či umělohmotných fólií [20].

PRUŽNÉ VLOŽKY V KONSTRUKCÍCH

Používají se pružné vložky s různými tvary a provedeními. Využívá se principu odrazu vlnění na rozhraní stykových ploch součástí s různou mechanickou impedancí. Vložený útlum těchto pružných vložek, který je daný reflexem vlnění, se vyhodnocuje pro vlnění podélné a vlnění ohybové. Používané členy se od sebe liší svým tvarem a použitým materiálem [1].

ANTIVIBRAČNÍ NÁTĚRY

Vyrábějí se z různých umělých hmot. Mají vysoké součinitele vnitřního tlumení a odlišné hodnoty mechanických impedancí. Dávají možnosti významného snižování amplitud vibrací a tím i vyzařování akustické energie [1].



DVOJITÉ PŘÍČKY

Příčka je tvořena dvěma dílčími prvky oddělenými vzduchovou mezerou. Je-li příčka správně navržena, má vyšší neprůzvučnost, než odpovídá její plošné hmotnosti.

OTVOROVÉ VÝPLNĚ

Otvorové výplně obvykle tvoří nejslabší zvukově izolační článek dělicího plátu. To platí pro okna, dveře, případně pro světlíky. S otvorem, ve kterém jsou tyto výplně zabudovány, tvoří složený dělicí prvek. Ten se obvykle skládá z několika prvků s různou neprůzvučností. K optimálnímu využití vlastností je nejlepší, aby neprůzvučnost jednotlivých prvků byla co nejvíce shodná. Jsou-li rozdíly mezi prvkem plným a otvorovou výplní větší než 10 dB (až 16 dB), je plný prvek znehodnocen. U dvojitých prvků nelze přesně stanovit stupeň neprůzvučnosti výpočtem. U oken nastává lepší situace v tom případě, že dostačuje hodnocení pomocí indexu zvukové neprůzvučnosti. V takovém případě je možné stanovit index zvukové neprůzvučnosti výpočtem (uvažujeme-li dokonalé utěsnění spár) [21].

KABINY A VESTAVKY

V podstatě se jedná o aplikaci zvukoizolačních krytů, kde se využívá vzduchové neprůzvučnosti. Tato metoda se používá v provozech, kde zakrytování všech strojů není možné, nebo je více nákladné než zařízení, které chrání prostor pro obsluhu.

Konkrétní konstrukční úpravy traktorových kabin sloužící ke snížení vnitřního hluku a vibrací budou detailněji probrány v poslední kapitole (konstrukční úpravy traktorových kabin) [21].



3 METODY ZJIŠŤOVÁNÍ VIBRACÍ A HLUKU TRAKTORŮ

Pro měření hluku a vibrací - od určování hladin akustického tlaku, přes měření statických a ekvivalentních hodnot, až po frekvenční analýzy signálů a speciální měření, jako je například určování akustického výkonu zařízení nebo výrobku - existuje celé spektrum metod. Volba vhodné metody k měření určitého objektu se vybírá na základě složitosti problému a na druhu měřené veličiny. Při zjišťování vibrací a hluku vozidel se používají dva základní druhy metod, které jsou popsány níže v kapitole [18], [22], [23]:

- Experimentální metody
 - Zkoušky statické
 - Zkoušky dynamické
- Výpočetní metody
 - Analytické metody – integrální a diferenciální počty
 - Numerické metody – ANSYS, ABAQUS, Cosmos, MSC software (Nastran, Patran, Marc a další)

3.1 EXPERIMENTÁLNÍ METODY

3.1.1 AKUSTICKÝ TLAK, AKUSTICKÝ VÝKON A AKUSTICKÁ INTENZITA

AKUSTICKÝ TLAK

Zvýšení nebo snížení tlaku v plynech odpovídá zhušťování a zředování částic. Jako akustický tlak p [Pa] se považuje odchylka akustického tlaku celkového od tlaku statického. Platí tedy:

$$p_c = p_b p_0 \cos(2\pi f t + \varphi) \quad (20)$$

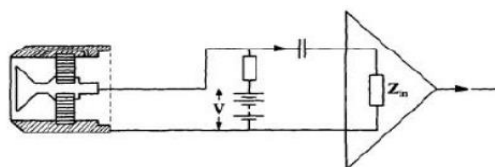
Kde: p_0 – amplituda akustického tlaku

φ – fázový posun

Akustický tlak není na frekvenci závislý. Vyžaduje-li se frekvenční analýza hluku, používá se šířka pásma s konstantní procentuální šířkou pásma. Měření akustického tlaku se provádí pomocí mikrofónů. Ty převádějí tlak dopadající vlny na ekvivalentní energetický signál. Lineární kmitočtová charakteristika s co nejvyšším rozsahem patří k základním požadavkům.

Mikrofóny se podle vlastností dělí na tři základní typy:

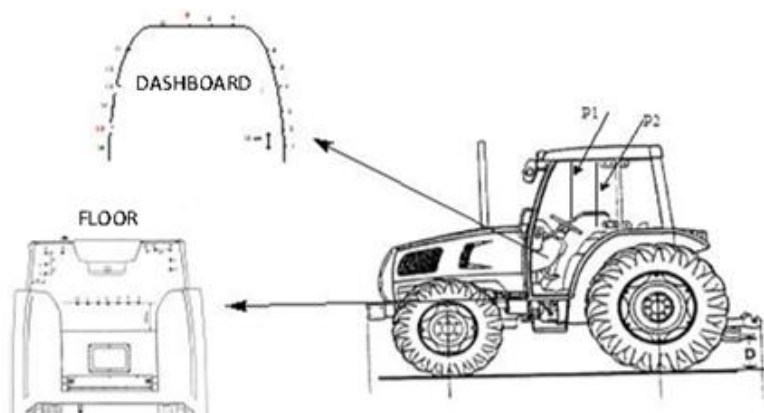
- Mikrofon pro volné pole
- Mikrofon pro tlakové měření
- Mikrofóny pro difúzní pole



Obrázek 15: Kondenzátorový mikrofon [22]



Na výše uvedeném obrázku je nejvíce preferovaný kondenzátorový mikrofón. Vyznačuje se plochou, snadno dosažitelnou kmitočtovou charakteristikou v celém slyšitelném rozsahu. Má vysokou citlivost [18], [22], [23].



Obrázek 16: Umístění měřící techniky uvnitř traktoru [25]

V dnešní době se používají figuríny se zabudovanými mikrofóny, které se umísťují na místo řidiče. Jako zdroj hluku uvnitř vozidla se dá také použít všesměrový zdroj hluku.



Obrázek 17: Všesměrový zdroj hluku a figurína s mikrofóny [26]

AKUSTICKÝ VÝKON

Akustický výkon je množství akustické energie, která prochází myšlenou plochou za jednotku času.

$$P = pvS \quad (21)$$

Kde: p – akustický tlak

v – rychlost kmitání částic

S – plocha

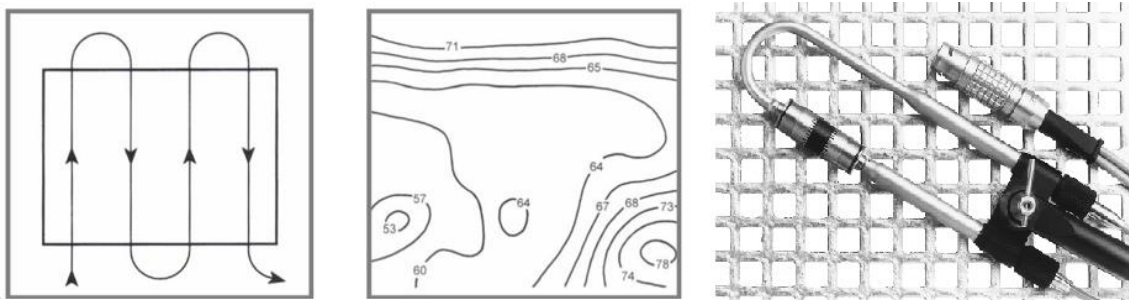
Akustická intenzita popisuje množství a směr toku akustické energie v daném místě. Je to vektorová veličina. Vektor akustické intenzity je součin okamžitých hodnot akustického tlaku a okamžité rychlosti kmitajících částic v daném místě, je to součin časově průměrný.

$$I = \overline{p(t) * v(t)} \quad (22)$$



AKUSTICKÁ INTENZITA

Akustická intenzita je nulová, je-li kolmá na směr vlnění. Je využívána především k identifikaci zdrojů hluku a k určování akustického výkonu. Je možné ji měřit v libovolném zvukovém poli. Sonda sloužící k měření akustické intenzity se skládá ze dvou mikrofonů, mezi nimi je umístěno tuhé tělísko. Z tlakového gradientu se následně vyhodnocuje akustická intenzita ve směru os obou mikrofonů.



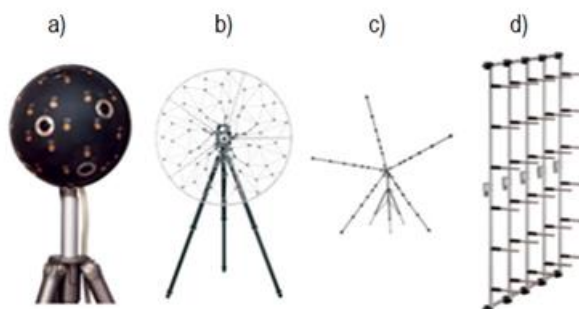
Obrázek 18: Pohyb sondy, graf intenzity a akustická sonda [22]

3.1.2 METODY MĚŘENÍ HLUKU

AKUSTICKÁ KAMERA

Pomocí speciální mikrofonní soustavy je akustická kamera schopná identifikovat a lokalizovat zdroje a poté naměřená data zobrazit pomocí grafických přístrojů.

Mikrofon je akusticko-mechanicko-elektrické zařízení. Převádí snímání vnějšího prostředí na elektrický signál. Při měření hluku se nejčastěji používají mikrofony kondenzátorové, jelikož mají vyrovnanou kmitočtovou charakteristiku v celém slyšitelném pásmu kmitočtů, mají stálou citlivost, malou hmotnost a malé rozměry. Důležitým parametrem akustické kamery je uspořádání mikrofonů do určité sestavy (mikrofonní pole) [27].



Obrázek 19: Typy mikrofonových polí: a) Sférické pole, b) Kruhové pole, c) Hvězdicové pole, d) Čtvercové pole [28]

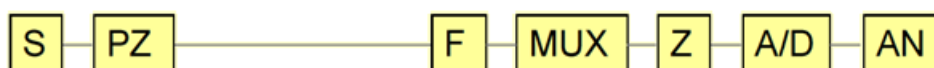


MĚŘENÍ RUČNÍMI MIKROFONY

Dle velikosti testovaného zařízení se určí uzlové body k umístění jednotlivých mikrofonů. Následně se vypočítá akustický výkon dle příslušné ISO metody. Zisk odpovídajících výsledků měření předpokládá dostatečný odstup měrného hluku od hluku pozadí, nejméně 10 dB. Dále je třeba měřit v takzvaném volném poli. Zdroj hluku lze tedy považovat za bodový a v poli nedochází k odrazu zvukových vln do okolí. Uvedené měření se dá tedy nejlépe realizovat v akustické komoře, což ovšem není vždy možné. V terénu se toto měření používá k měření rozměrných nebo pohyblivých zdrojů hluku, tedy například vozidel [28].



Obrázek 20: Ruční mikrofon [28]



Obrázek 21: Schéma zapojení [28]

S – snímač akustického tlaku, PZ – předzesilovač, F – filtr, MUX – vyhodnocovací jednotka, Z – přesný zvukoměr, A/D - oktávový analyzátor, AN - FFT analyzátor.

MĚŘENÍ INTENZITNÍ SONDOU

Zde se jedná o měření sloužící k určení přesných míst na konstrukci z hlediska celkového vyzařovaného hluku zařízení. Experiment se provádí s použitím přesné ruční sondy například od firmy Brüel and Kjaer. Podle velikosti zdroje se navrhuje planární síť měřících bodů. Sondou je možné pokrýt poměrně široký frekvenční rozsah měření. To závisí na konfiguraci měřících mikrofonů. Obvykle se rozsah pohybuje od 50 Hz až do 5 kHz. Intenzity změřené v jednotlivých bodech se zpracovávají matematickým algoritmem STSF (Spatial Transformation of Sound Fields – Prostorové Transformace Zvukových Polí). Výsledkem je intenzivní mapa v rovině měření. Mapa je zarovnána s topologií měřících bodů a umožňuje tak snadnou identifikaci problematických míst. Mezi nevýhody této metody patří její časová náročnost. Zisk dobrých výsledků vyžaduje měření ve volném poli s dostatečně malým hlukem pozadí a také časově neproměnný vyzařovaný hluk [28].

MĚŘENÍ ZALOŽENÉ NA POUŽITÍ MIKROFONOVÝCH POLÍ

Jedná se o měření určené k identifikaci zdrojů zvýšené hlukové emise. K pokrytí dostatečně širokého frekvenčního pásma se zde kombinují dva algoritmy vyhodnocení. Jedná se o metodu NAH (Near Field Holography – Holografie Blízkého Pole) a SONAH



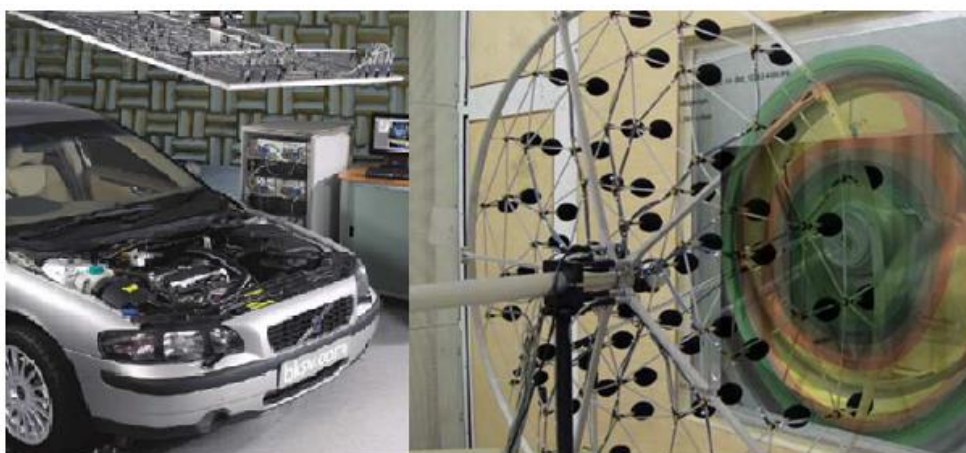
(Statistically Optimized Near field Acoustic Holography – Statisticky optimalizované blízké pole akustické holografie), které jsou vhodné pro měření v blízkém akustickém poli a Beamforming, které slouží k měření ve vzdáleném akustickém poli. SONAH a NAH slouží k pokrytí nízkofrekvenčních pásem s rozsahem 50 Hz až 1 kHz a Beamforming slouží k pokrytí středních a vyšších frekvenčních pásem hluku od 1 kHz až do 6 kHz. SONAH vyžaduje realizaci měření ve velmi blízkém poli, to znamená, že měřicí rovina zdroje hluku je ve vzdálenosti přibližně 10 cm. Beamforming vyžaduje vzdálenost vyšší o 1,5 násobku velikosti mikrofonního pole. Výhodou těchto metod je to, že je lze zkombinovat a provést všechna měření s jedním hardwarem. Další výhodou je rychlost provedení zkoušky i to, že není vyžadováno, aby mikrofonní pole zakrývalo celý zdroj hluku. Zajímavou alternativou je možnost synchronního měření. Lze identifikovat i nestacionární hlukové projevy. Například analýza hluku spalovacího motoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele [28].

PATCHING A CONFORMALMAPPING

Patching je velice rychlá a produktivní metoda používaná k identifikaci zdrojů hluku v reálném čase. Využívá SONAH algoritmu a ručního mikrofonního pole. Metoda nevyžaduje pokrytí celého zdroje mikrofonním polem. Využívá totiž pohybu pole přes sledovanou součást. Signál se vyhodnocuje v reálném čase, má tedy neustálý přehled o vývoji hlukové mapy.

Conformalmapping je nadstavbou uvedeného mapování, to je mapování na reálný povrch. V tomto případě je hluková mapa promítána na povrch součásti. Ovšem vyžaduje model ploch měřeného vzorku. Model se dá realizovat s pomocí polohovacího systému nebo importem z CAD software.

Tato metoda je vhodná k měření tvarově složitých povrchů, například interiéru vozidel. Dá se například sledovat únik hluku z uzavřených prostor (například spáry na dveřích). U manuální obsluhy mikrofonního pole však nelze očekávat přesnost výsledků srovnatelnou s metodami využívajícími stacionární mikrofonní pole. Conformalmapping poskytuje vyšší přesnost, ale je náročnější na provedení experimentu [28].

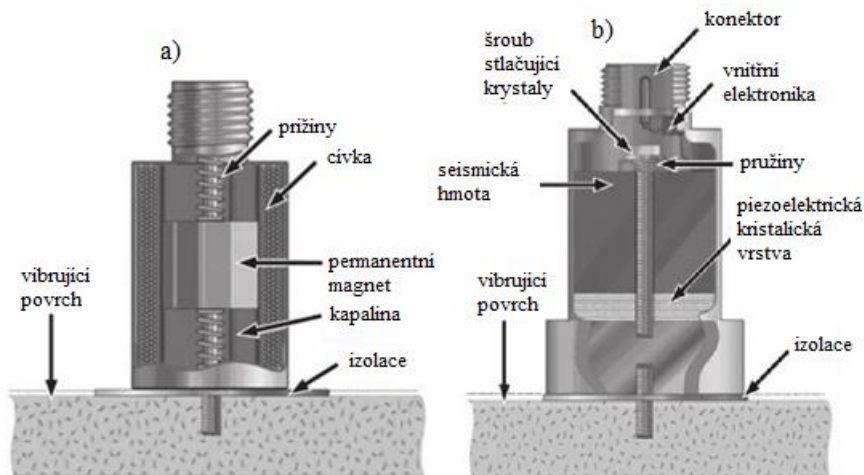


Obrázek 22: Akustická holografie [28]



3.1.3 METODY MĚŘENÍ VIBRACÍ

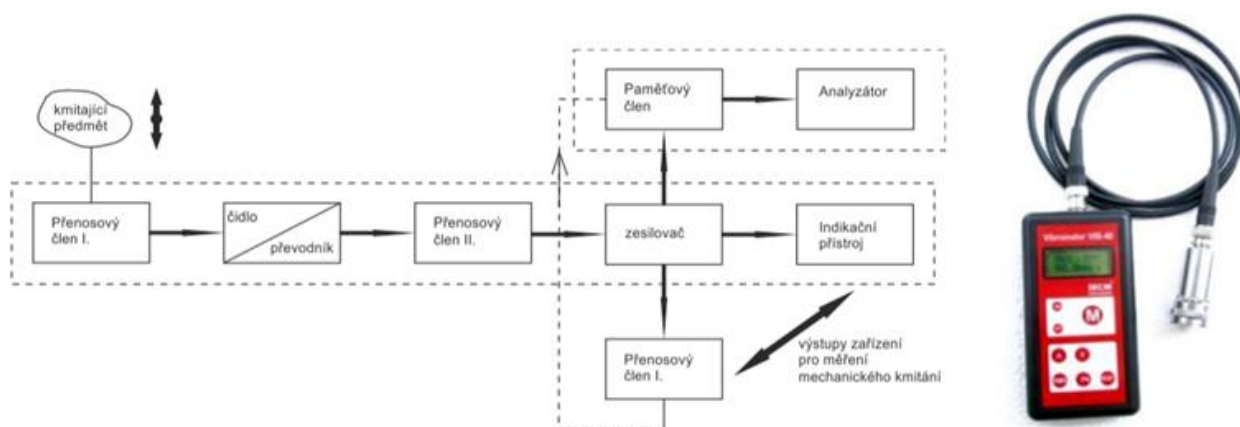
U měření vibrací je důležité zvolit vhodnou metodu, která nebude zatížena chybou vlivem nevhodné volby snímače. Mezi tři základní metody měření vibrací patří snímání mechanické, bezkontaktní a interferenční.



Obrázek 23: a) rychlostní senzor, b) piezoelektrický akcelerometr [30]

MECHANICKÉ SNÍMÁNÍ

Při měření vibrací dochází ke styku s měřenou součástí. Dříve se používaly snímače s mechanickým záznamem výchylky pomocí systému přitlačných pružin, ramének a jiných převodů. Dnes se mechanickému snímání vibrací používají především akcelerometry, které jsou pevně nebo pružně spojeny s měřenou součástí. Snímač a řídicí jednotka se propojuje datovými kabely. To je vhodné zejména pro snímače menších rozměrů. Akcelerometry se převážně používají k měření vibrací nerotačních součástí, rámců strojů a součástí, na které je snímač možné jednoduše upevnit. Výstupem snímače je hodnota zrychlení v určitém směru [29].

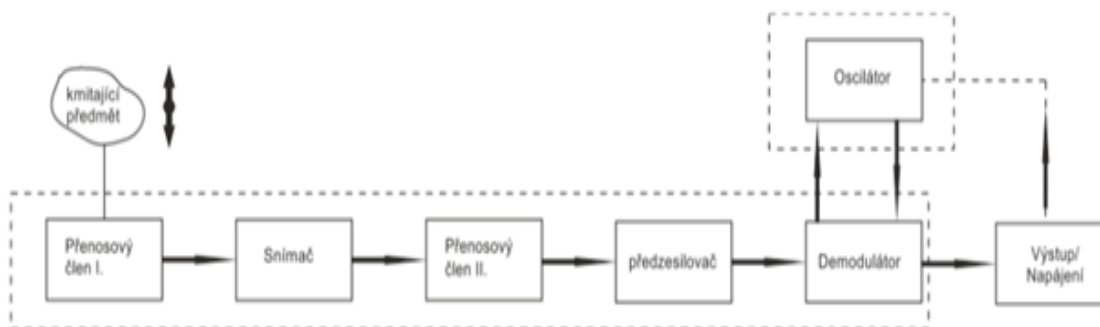


Obrázek 24: Blokové schéma vibrometrického zařízení a přenosný vibrometr [29]



BEZKONTAKTNÍ SNÍMÁNÍ

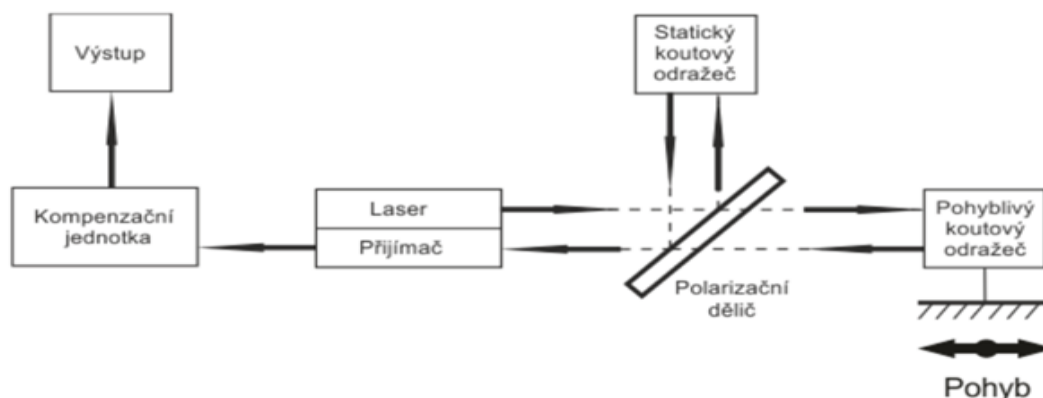
Tyto snímače jsou dnes velmi rozšířené. Mezi největší přednosti patří možnost snímat odchylku polohy bez nutnosti mechanického zásahu do měřených součástí. Další výhodou je přesnost měřených výsledků a možnost snímání do vyšších frekvencí. K nevýhodám patří menší měřicí rozsahy a fakt, že snímač musí být u měřeného tělesa co nejbližší. Cena je vyšší než u akcelerometrů. Výstupem je poloha měřeného předmětu, která může být převedena na další veličiny [29].



Obrázek 25: Blokové schéma bezkontaktního měřicího zařízení [29]

LASEROVÁ INTERFERENCE

Tato metoda poskytuje jednoznačně nejpresnější výsledky měření. Instalace zařízení je ovšem náročná. Cena této metody je také vysoká. Mezi výhody se kromě přesnosti řadí také možnost snímat předmět z velké vzdálenosti (až stovky milimetrů) a velký rozsah snímaných výchylek. Výstupem je poloha měřené součásti jako u bezkontaktních snímačů [29].



Obrázek 26: Blokové schéma laserového měřicího zařízení [29]

3.1.4 NORMOVANÉ METODY MĚŘENÍ HLUKU

U traktorů, což jsou vozidla kategorie T, se provádí hned několik zkoušek. Mezi ně patří zkoušky uvedené v následující tabulce.



U statických zkoušek se hluk budí pohonným ústrojím traktoru nebo umělým zdrojem hluku uvnitř kabiny traktoru, takzvaným všesměrovým zdrojem hluku. Pokud motor vozidla nemá regulátor otáček, musí běžet při třech čtvrtinách otáček motoru. Při těch totiž vozidlo dosahuje nejvyššího výkonu. K měření otáček motoru se používá nezávislý přístroj. To je například otáčkoměr, či válcová brzda. Jestliže měřený motor má regulátor otáček, který zabraňuje motoru překročení otáček, při kterých má motor maximální možný výkon, motor běží při maximálních otáčkách regulátoru. Při vyvolávání hluku všesměrovým zdrojem hluku, který vydává sinusový signál se zvyšující se frekvencí při zvoleném časovém úseku, se budí frekvence například od 50 Hz až do 8000 Hz. Při tom jsou v kabině traktoru umístěné dva mikrofony, které se označují jako mikrofón referenční a senzor. Hodnoty naměřené oběma mikrofony se následně vyhodnotí a s použitím Cambelových diagramů se dá zjistit vlastní frekvence sledovaného prostoru [31].

Dynamické zkoušky traktorů rozlišujeme na zkoušky prováděné se zrychlením traktoru (akcelerační), nebo s konstantní rychlostí traktoru. Tento druh zkoušky je omezen na vozidla vybavená pneumatikami s maximální konstrukční rychlostí 40 km.h⁻¹. Pokud kabina traktoru má uzavřenou konstrukci, pak se měření opakuje s otevřenými dveřmi a okny. U zkoušky s konstantní rychlostí traktor projíždí zkušební dráhu se zařazeným rychlostním stupněm, který umožňuje traktoru jet rychlostí blízkou 7,5 km.h⁻¹, nebo dráhu projíždí s maximálními otáčkami při takovém rychlostním stupni, který umožní jet traktoru rychlostí 7,5 km.h⁻¹ nejméně po dobu 10 s. U zkoušky akcelerační se vozidlo musí přibližovat k přímce AA' rovnoměrnou rychlostí. Po dosažení přímky se škrticí klapka naplno otevře. V otevřené poloze zůstane až do té doby, než zád' vozidla překročí přímku BB'. Následně se škrticí klapka uzavře tak, jak je to nejrychleji možné. Výsledkem zkoušky je nejvyšší naměřená hodnota akustického tlaku [31].

3.2 VÝPOČTOVÉ METODY K ZJIŠŤOVÁNÍ VNITŘNÍ AKUSTIKY

3.2.1 ANALYTICKÉ VÝPOČETNÍ METODY

Aplikace těchto metod je velice složitá a časově náročná. Tato metoda se dá aplikovat na jednoduchá tělesa, jako je například kvádrová kavita popsána níže. I přes to je to velmi náročná metoda.

POPIS VZTAHŮ JEDNODUCHÉHO KVÁDROVÉHO PROSTORU

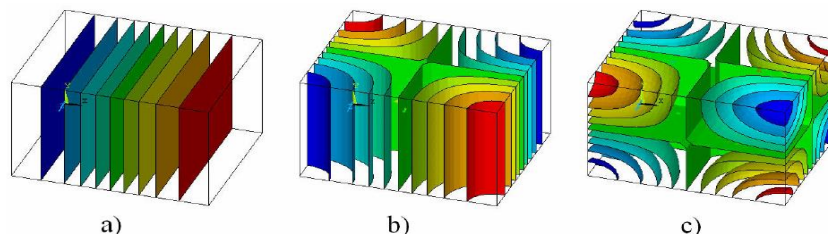
K výpočtu vlastních frekvencí a módů jednoduchých geometrických kavit o kvádrovém tvaru se používá vztah:

$$f_{k,l,m} = \frac{c}{2} \cdot \sqrt{\left[\left(\frac{k}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{l}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{m}{l_z}\right)^2\right]} \quad (23)$$



Kde: k, l, m – Pořadová čísla příslušných harmonických složek. Popisují vlastní tvary kmitání. Podle hodnot, kterých nabývají, se rozlišují tři módy:

- Módy podélné – platná kombinace k, l, m : $(k,0,0)$, $(0,1,0)$, $(0,0,m)$
- Módy tečné – platná kombinace k, l, m : $(k,1,0)$, $(k,0,m)$, $(0,1,m)$
- Módy obecné – platná kombinace k, l, m : (k,l,m)



Obrázek 28: Typy módů: a) podélný, b) tečný, c) obecný [32]

Z výše uvedeného vztahu (23) plyne, že rychlost zvuku c je přímo úměrná frekvenci. Čím bude rychlost c vyšší, tím se také bude zvyšovat hodnota frekvence (závislé na atmosférickém tlaku p_s v Pa, na hustotě ρ v $\text{kg}\cdot\text{m}^3$ a na teplotě T v K).

$$c = \frac{1,4 \cdot p_s}{\rho} \approx 20,05 \cdot \sqrt{T} \quad (24)$$

Naopak je tomu u rozměrů l_x, l_y, l_z , kde platí nepřímá úměra. To ukazuje na ten fakt, že když se rozměry kvádrů budou zvětšovat, hodnota frekvence bude klesat [32].

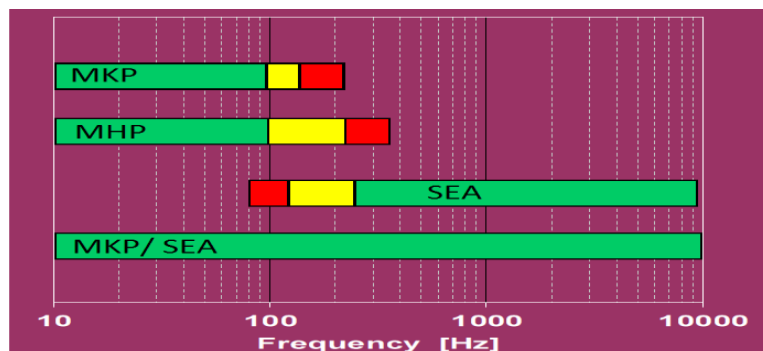
3.2.2 POUŽÍVANÉ NUMERICKÉ METODY

Při výpočtovém modelování reálných strojních soustav je nutné používat různé metody a postupy pro nízkofrekvenční hluk, vysokofrekvenční hluk a vibrace. Používají se dva základní modely vibroakustických systémů. A to podle použitelné frekvenční oblasti a algoritmu řešení.

- Deterministické modely
- Statické modely

Při řešení oblasti nízkofrekvenční se používají dvě vhodné metody - a to metoda konečných prvků MKP a metoda hraničních prvků MHP. V oblasti řešení vyšších frekvencí se jeví jako vhodné metody statické. Tedy například statická energetická analýza SEA - z důvodu rychlého nárůstu počtu prvků (požadavek je mít minimálně 8 prvků na jednu vlnu) a tím pádem velikosti modelu, časové náročnosti řešení úlohy a potřebného hardwarového vybavení a také velká citlivost odezvy s rostoucí frekvencí při malé změně geometrie materiálu a charakteristika okrajových podmínek [1].

Na obrázku níže jsou znázorněny frekvenční rozsahy základních numerických metod.



Obrázek 29: Frekvenční rozsahy používaných metod [33]

DETERMINISTICKÉ MODELY

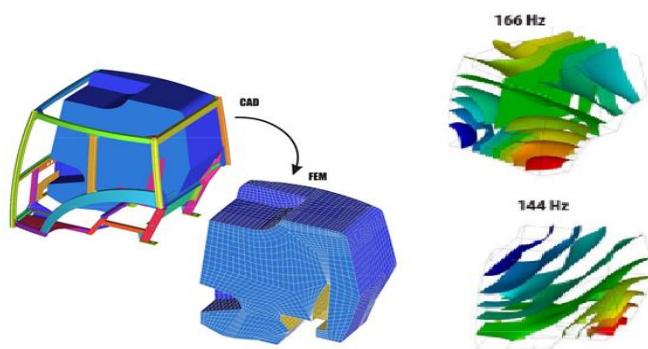
Modely MKP jsou popsány diferenciálními rovnicemi druhého řádu. Jejich maticový zápis má standardní typ:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (25)$$

Tyto modely se vyznačují tím, že pracují s vysokým počtem rovnic. Metoda konečných prvků MKP se používá k modelování akustického prostředí nebo struktury. Metodu hraničních prvků MHP lze u některých soustav také výhodně použít (MHP definovaných na povrchu kmitající struktury). Z tohoto důvodu jsou deterministické metody velice náročné na hardwarové vybavení pracoviště. Ve frekvenční oblasti se řešení odezvy převádí na soustavu algebraických rovnic o stejném počtu. Mají tu výhodu, že mohou při dané frekvenci sledovat odezvu systému. Při nízkých budících frekvencích největší odezvy ve výchylkách vykazují vlastní tvary kmitu [1].

Metoda konečných prvků

MKP (FEM – Finite Element Method) je numerická metoda používaná k simulování průběhů deformací, napětí, vlastních frekvencí, proudění tepla, tekutin a dalších. Principem je diskretizace spojitého kontinua do konečného počtu prvků. Zjišťované parametry se určují v jednotlivých bodech. MKP se především používá ke kontrole zařízení, která již byla navržena. Systémy, které s touto metodou pracují, jsou například ANSYS a PATRAN. Typický frekvenční rozsah závisí na hustotě sítě. Běžně se uvádí 10 Hz až 150 Hz, ale s vysokou hustotou sítě se můžeme dostat až ke 2 kHz [33].



Obrázek 30: Vnitřní akustika traktoru [34]



Mezi výhody patří ta možnost, že geometrie může být do programu snadno importována z CAD programu. Tato metoda je dostatečně přesná a má velké množství stupňů volnosti. Mezi nevýhody se řadí vysoké výpočetní nároky, dlouhé výpočetní časy a omezený frekvenční rozsah.

Metoda hraničních prvků

MHP (BEM – Boundary Element Method) je numerická výpočetní metoda, která slouží k řešení lineárních parciálních diferenciálních rovnic, které byly formulovány jako rovnice integrální. Tato metoda může být použita v mnoha oblastech vědy a techniky, včetně akustiky, mechaniky tekutin, elektromagnetismu, lomové mechaniky a dalších aplikací.

Typický frekvenční rozsah je 10 Hz až 500 Hz.

Mezi výhody patří jednoduchý model geometrie, který používá pouze geometrie povrchové. K nevýhodám této metody naopak patří to, že tato metoda je vhodná pouze pro pevné (solid) prvky, metoda má vysoké výpočetní a časové nároky podobně jako u MKP a vyžaduje znalosti povrchových rychlostí [33].

STATICÉ MODELY

Statistická energetická analýza

SEA (Statistic Energetic Analysis) metoda se používá přímo k předpovídání přenosu hluku a vibrací prostřednictvím komplexních strukturálních akustických systémů. Tento způsob je obzvláště vhodný pro rychlé předpovědi odezvy na systémové úrovni v počáteční fázi návrhu výrobku a pro predikci reakce na vyšších frekvencích.

Typický frekvenční rozsah je 500 Hz až 10000 Hz.

Mezi výhody této metody se řadí nízké výpočtové nároky, geometrické detaily kriticky neovlivní výsledek analýzy, doba řešení je relativně krátká a s čím vyšší frekvencí pracujeme, tím je metoda přesnější. K nevýhodám patří to, že metoda je obtížná a vyžaduje určitou akustickou odbornost [33].

Kombinace MKP a MHP metody

MKP/ MHP (FEM/ BEM) metoda spojuje vlastnosti obou metod. V praxi má široké použití například v akustice, mechanice tekutin a těles a dalších. Tato metoda dává přesné výsledky i přes malý počet stupňů volnosti.

Typický frekvenční rozsah této metody je od 10 Hz do 200 Hz.

K výhodám patří snadné vytvoření interiérové kavity. Naopak k nevýhodám se řadí dlouhé výpočetní časy a vysoké výpočetní nároky [33].



Akustická paprsková metoda

ARM (Acoustic Raytracing Method) metoda slouží k simulaci šíření vln. Tato metoda se vyvinula k vykreslování 3D scény, ale používá se také v akustice či elektromagnetismu.

Typický frekvenční rozsah této metody je 20 Hz až 10 000 Hz.

K výhodám této metody patří rychlé výpočetní časy daného problému. K nevýhodám této metody se řadí to, že tato metoda řeší jen zvukovou pohltivost [33].

MODEL AKUSTICKÉHO SUBSYSTÉMU METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

K modelování akustického prostředí se obvykle používá metoda konečných prvků MKP. Velice často se používá k řešení problému akustiky u vnitřních prostorů.

Je nutné, aby při modelování struktury a akustického prostředí byla akustická vlna popsána alespoň šesti akustickými prvky. Maximální délka použitelného elementu je tedy dána vztahem:

$$l_{MAX} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1c}{6f} \quad (26)$$

Na frekvenci vlnění v akustickém prostředí je závislá délka akustických prvků.



4 REALIZACE VÝPOČTOVÉHO MODELOVÁNÍ

Tato kapitola se dělí na dvě základní části. V těchto částech budou popsány zdroje hluku a nebezpečné frekvence uvnitř traktorové kabiny vztažené na oblast hlavy řidiče. První částí je frekvenční rozbor významných zdrojů hluku a vibrací traktoru. Druhou jsou pak numerické modely, kde je zařazena modální a harmonická tvorba a příprava samotného výpočtového modelu.

4.1 FREKVENČNÍ ROZBOR VÝZNAMNÝCH ZDROJŮ HLUKU A VIBRACÍ TRAKTORU

V následující kapitole budou rozebrány frekvenční charakteristiky jednotlivých částí pohonu traktoru, které mají nejvyšší vliv na vznik vibrací a hluku, a tedy i na akustické pohodlí uvnitř kabiny traktoru. Uvažované zdroje vibrací v mé diplomové práci jsou:

- Motor
 - Otáčková frekvence
 - Spalovací frekvence
- Převodovka
 - Otáčková frekvence
 - Zubová frekvence
- Vyvažování
 - Otáčková frekvence vyvažovacích hřídelů
 - Zubová frekvence pohonu hřídelů
- Čerpadlo

4.1.1 FREKVENČNÍ CHARAKTERISTIKA MOTORU

OTÁČKOVÁ FREKVENCE MOTORU

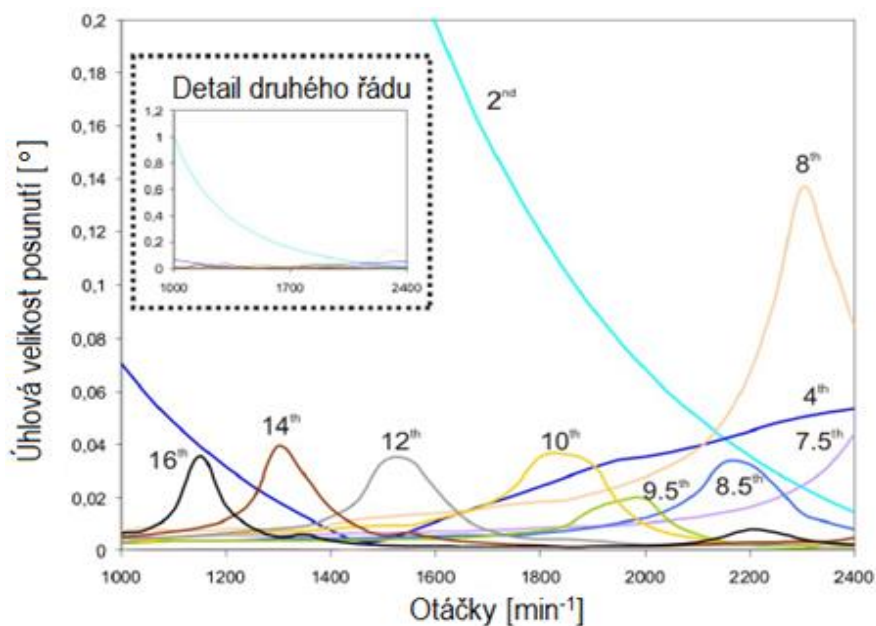
U zvoleného motoru traktoru Zetor Proxima jsem nejprve rozebral jeho otáčkovou charakteristiku. V rozboru je počítáno s otáčky motoru od 1200 min^{-1} do 2400 min^{-1} (nominální otáčky 2200 min^{-1}). Dále jsem počítal s jednotlivými dominantními torzními řády motoru, které jsou patrné z grafu na obr. (32), který byl převzat z dokumentu, kde byl tento motor popisován. Otáčková frekvence klikového hřídele motoru se vypočte dle následujícího vztahu:

$$f_n = \frac{n}{60} \text{ Hz} \quad (27)$$

Kde: n – otáčky motoru



Obrázek 31: Čtyřválcový motor traktoru [11]



Obrázek 32: Analýza vibrační klikového mechanismu [16]

Z obr. (32) je patrné, že nejnebezpečnější frekvence budou frekvence druhého řádu. Následně budou nebezpečné jejich dvojnásobky. Tedy čtvrtý řád a řád osmý.

V následujících tabulkách jsou uvedeny vybrané jednotlivé harmonické složky a jim příslušící otáčková frekvence klikového hřídele při rozsahu provozních otáček motoru (1200 min⁻¹ až 2200 min⁻¹).

Tabulka 3: Frekvenční charakteristika motoru 1. část

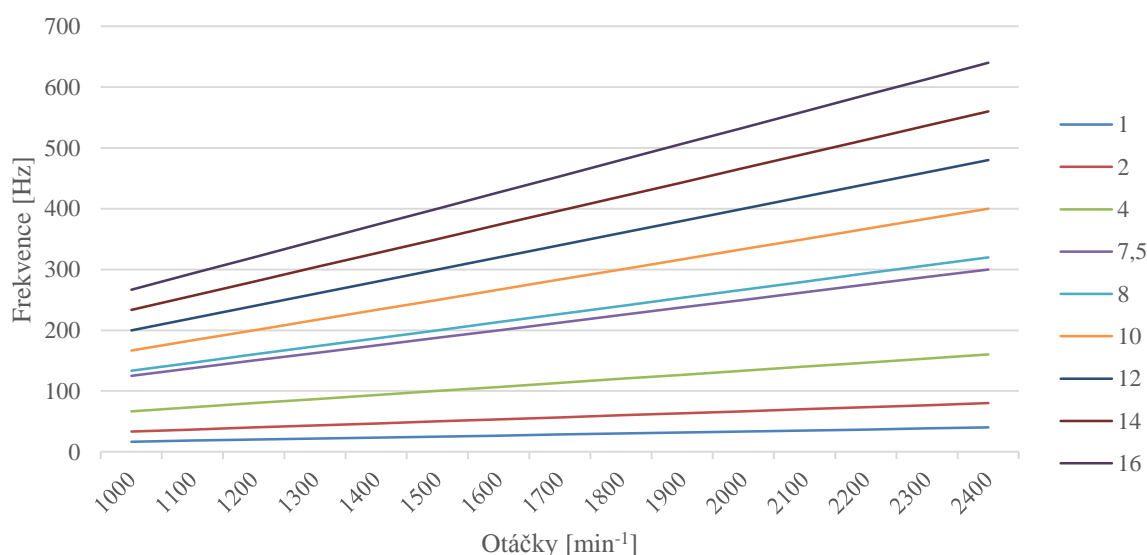
Provozní otáčky [min ⁻¹]	Frekvence v [Hz] pro jednotlivé módy dle obr. (32)				
	2	4	7,5	8	8,5
1200	40	80	150	160	170
1300	43	87	163	173	184
1400	47	93	157	187	198
1500	50	100	188	200	213
1600	53	107	200	214	227
1700	57	113	213	227	241
1800	60	120	225	240	255
1900	63	127	238	253	269
2000	67	133	250	267	283
2100	70	140	263	280	298
2200	73	14	275	293	312
2300	77	153	288	307	326



Tabulka 4: Frekvenční charakteristika motoru 2. část

Provozní otáčky [min^{-1}]	Frekvence v [Hz] pro jednotlivé módy dle obr. (32)				
	9,5	10	12	14	16
1200	190	200	240	280	320
1300	206	217	260	303	347
1400	222	233	280	327	373
1500	238	250	300	350	400
1600	253	267	320	373	427
1700	269	283	340	397	453
1800	258	300	360	420	480
1900	301	317	380	443	507
2000	317	333	400	467	533
2100	333	350	420	490	560
2200	348	367	440	513	587
2300	364	383	460	537	613

V následujícím grafu jsou pak zobrazeny jednotlivé módy frekvenční charakteristiky motoru. Z grafu plyne, že při provozních otáčkách se otáčková frekvence motoru pohybuje přibližně v rozsahu 20 Hz až 620 Hz.



Obrázek 33: Rozsah otáčkové frekvence motoru

Číselné označení (1 až 16) v obr. (33) značí řád harmonické složky.



SPALOVACÍ FREKVENCE MOTORU

Další dominantní složkou zdroje hluku motoru je frekvence spalování motoru. Jedná se o čtyřdobý motor (sání-komprese-expanze-výfuk), tedy jeden pracovní cyklus proběhne za dvě otáčky klikového hřídele. Během expanze uvnitř válce vznikají vysoké tlaky, které dosahují u provozních otáček přibližně k 11 MPa.

Harmonická složka točivého momentu je u čtyřdobých motorů násobkem jeho periody. Jedna harmonická složka odpovídá dvěma otáčkám klikového hřídele. κ je řád harmonické složky, který se určuje na jednu otáčku klikového hřídele. Výpočet je proveden dle následujícího vztahu.

$$\kappa = \frac{k}{2} \quad (28)$$

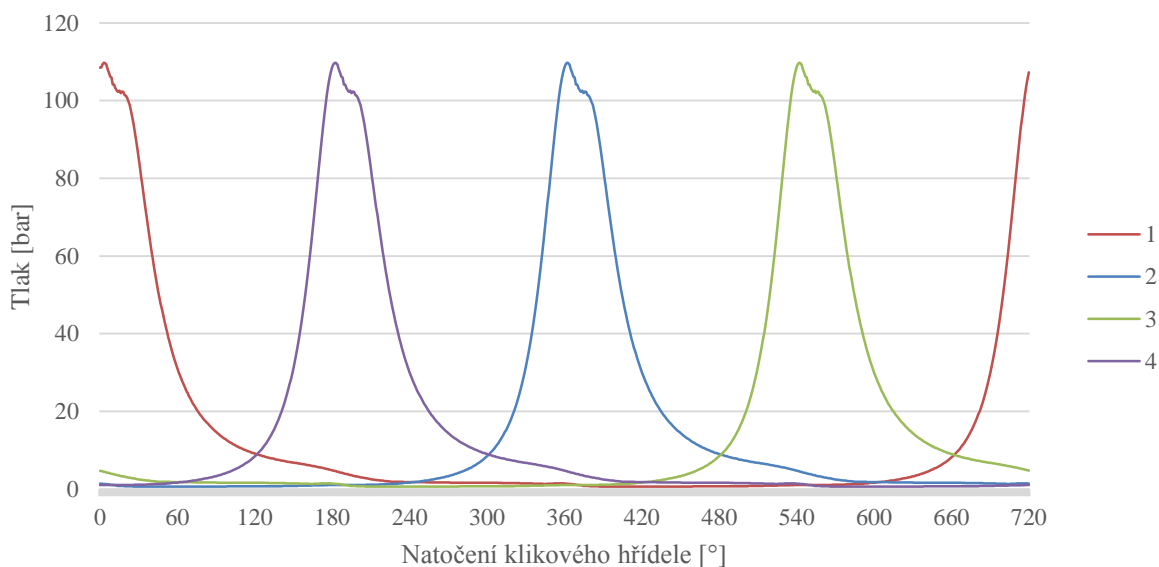
Kde: k – je 1, 2, 3, ..., n.

U motorů s pravidelnými rozestupy zážehů (pro čtyřválcové motory je pořadí zážehů 1-3-4-2) jsou hlavní řády harmonických složek celočíselné. Jejich hodnota se vypočte jako násobek polovičního počtu válců motoru. U čtyřválcového motoru s rozestupy zážehů po 180° jsou hlavní řády harmonických složek vyjádřeny následujícím vztahem.

$$\kappa_h = \frac{z}{2} k \quad (29)$$

Kde: z – počet válců motoru

Hlavní řády harmonických složek čtyřválcového motoru κ_h jsou tedy řády 2, 4, 6, 8, 10, ..., n. Hlavní dominantní řády jsou dominantní přibližně do desátého až dvanáctého řádu. To je možné ověřit harmonickou analýzou, ve které se rozebere průběh spalovacích tlaků. Ten jsem poskládal ze záznamu průběhu tlaku během pracovního cyklu v jednom válci, který mi byl poskytnut. Průběh tlaků motoru je zobrazen na následujícím grafu.

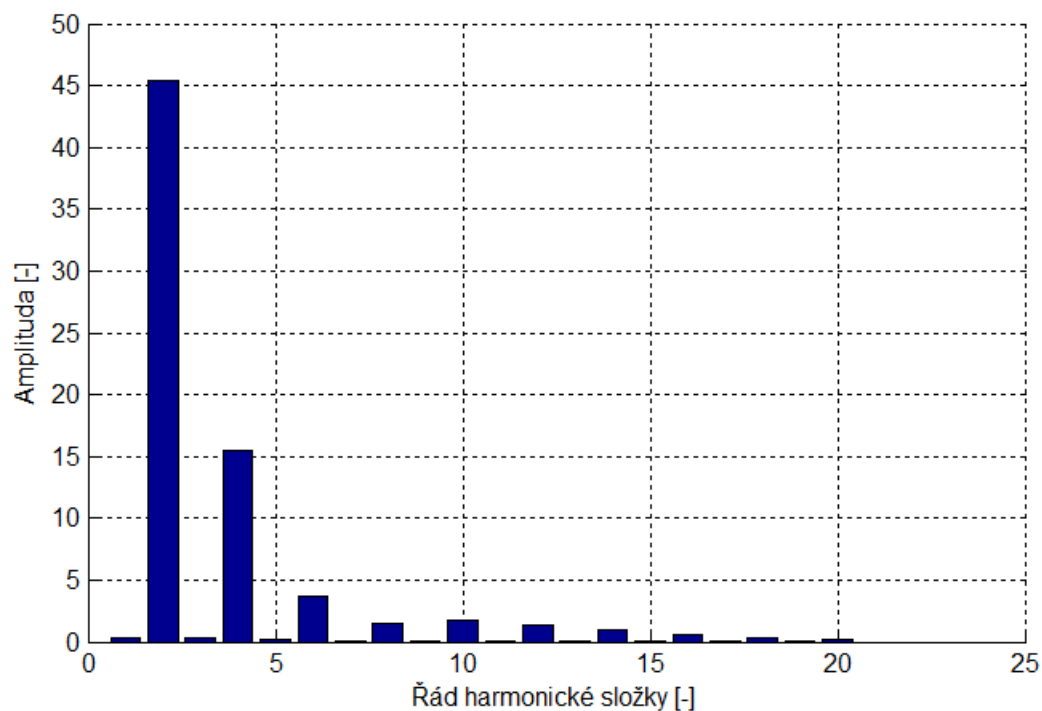


Obrázek 34: Průběh spalovacích tlaků u čtyřválcového motoru



Kde číselné označení (1, 2, 3, 4) v obr. (34) značí pořadí válce v motoru.

Harmonická analýza byla provedena v programu Matlab. Na grafu pod textem jsou vidět výsledky harmonické analýzy. Zde lze konstatovat, že poslední uvažovaný dominantní řád bude řád dvanáctý.



Obrázek 35: Harmonická analýza spalovacích tlaků

Poté, co jsme určili hlavní dominantní řady harmonického rozkladu motoru, se dá přistoupit na konečné dopočítání spalovací frekvence motoru. Ta se dá dopočítat dle následujícího vztahu.

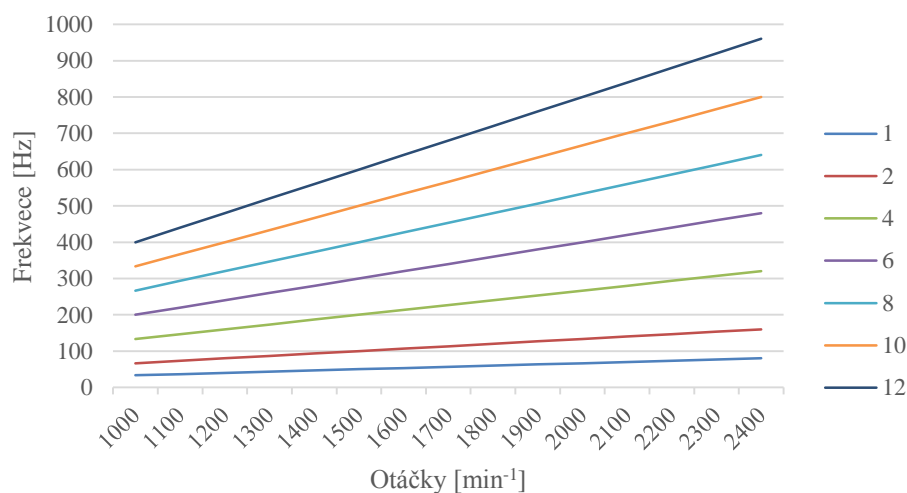
$$f_{spal} = \frac{4 \cdot f_n}{2} \quad (30)$$

V následující tabulce a grafu jsou pak zaznamenány průběhy spalovací frekvence v rozsahu provozních otáček pro dominantní harmonické módy. Rozsah spalovací frekvence motoru je přibližně od 30 Hz do 960 Hz při dvanáctém harmonickém řádu.



Tabulka 5: Vybrané hodnoty spalovací frekvence motoru

Provozní otáčky [min ⁻¹]	Spalovací frekvence motoru [Hz]						
	1	2	4	6	8	10	12
1200	40	80	160	240	320	400	480
1300	43	87	173	260	347	433	520
1400	47	93	187	280	373	467	560
1500	50	100	200	300	400	500	600
1600	53	107	213	320	427	533	640
1700	57	113	227	340	453	567	680
1800	60	120	240	360	480	600	720
1900	63	127	253	380	507	633	760
2000	67	133	267	400	533	667	800
2100	70	140	280	420	560	700	840
2200	73	147	293	440	587	733	880
2300	77	153	307	460	613	767	920



Obrázek 36: Spalovací frekvence motoru

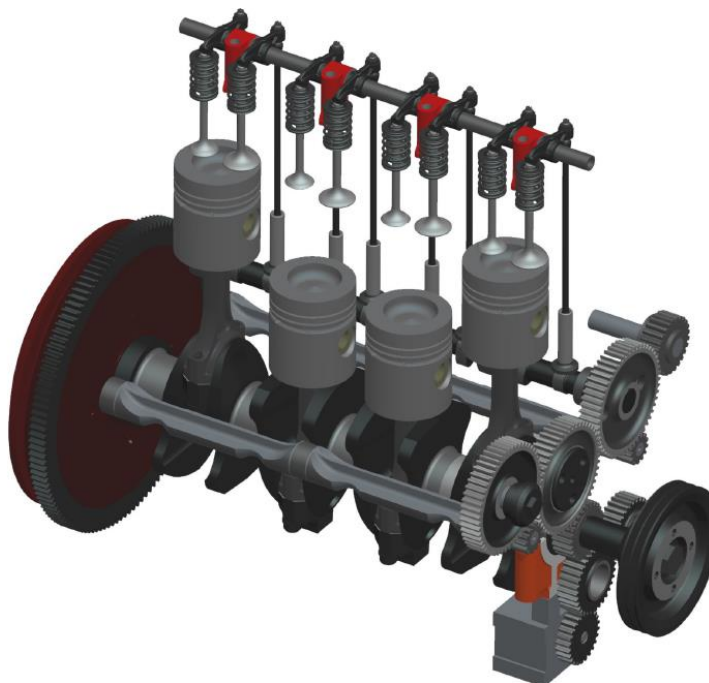
Číselné označení (1 až 12) v obr. (36) značí řád harmonické složky.

4.1.2 FREKVENČNÍ ROZBOR ROZVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Klikové hřídele a setrvačníky se společně staticky i dynamicky vyvažují. Ke klikovému hřídeli jsou ovšem připojeny posuvné a kyvné části. Tím se rozumí píst, pístní kroužky, pístní čep a ojnice. Setrvačné síly těchto částí se nedají dokonale vyrovnat. Například



u šestiválcových řadových motorů se setrvačné síly navzájem ruší a vyrovnávají. U čtyřválcových motorů - jako má zde popisovaný traktor - už to tak nefunguje. U čtyřválcových motorů nelze setrvačné síly působící ve směru válce odstranit použitím protizávaží. K odstranění této nevýhody se řadové čtyřválcové motory vybavují dvěma vyvažovacími hřídeli, které se umísťují po stranách klikové skříně.



Obrázek 37: Pohon vyvažovacího ústrojí motoru traktoru [16]

Po stranách umístěné hřídele jsou hřídele nevyvážené. Jejich setrvačné síly mají opačnou orientaci k nevyváženým silám, které působí ve směru válce. Tyto kmity nevyvážených sil mají dvakrát větší otáčkovou frekvenci, než je otáčková frekvence klikového hřídele. To znamená, že dojde ke dvěma kmitům během jedné otáčky klikového hřídele. První kmit nastává při pohybu pístu z horní úvratě do dolní úvratě (z HÚ do DÚ). Druhý kmit nastává při pohybu pístu z dolní úvratě do horní úvratě (z DÚ do HÚ). Proto mají vyvažovací hřídele dvojnásobné otáčky (převodový poměr $i = 1:2$). Přitom se jedna vyvažovací hřídel otáčí ve směru otáčení klikového hřídele a druhá opačně.

Všechny novější čtyřválcové motory u výrobce traktorů Zetor používají vždy dva vyvažovací hřídele. Motory, které mají méně jak čtyři válce, například tříválcový motor osobního automobilu, používá vyvažovací hřídel pouze jednu.

Vztahy pro výpočet otáčkové a zubové frekvence mezi klikovou hřídelí a jednotlivými částmi mechanismu jsou stejné jako v předchozích podkapitolách, kde se počítala otáčková frekvence spalovacího motoru. Frekvenční rozpor pohonu rozvodů se ovšem vypočte jako frekvence zubová. Vztah pro výpočet zubové frekvence (33) je uveden v kapitole zaměřující se na výpočet zubové frekvence převodovky.

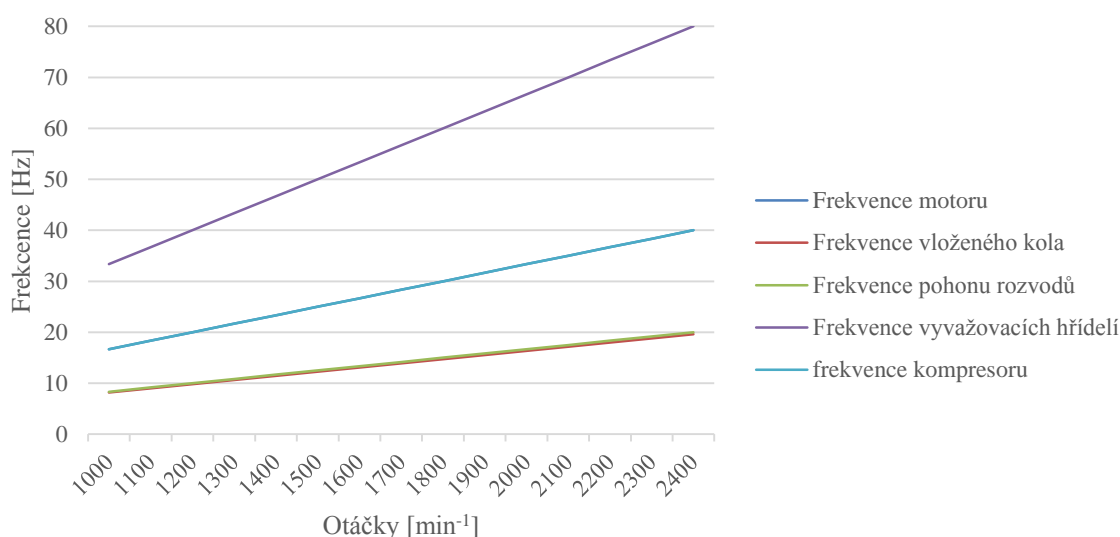
V následující tabulce jsou uvedeny otáčkové frekvence jednotlivých mechanismů a výsledná zubová frekvence rozvodu sloužícího k pohonu vačkové hřídele a k pohonu dvou vyvažovacích hřídelí v závislosti na provozních otáčkách motoru (1200 min^{-1} až 2300 min^{-1}).



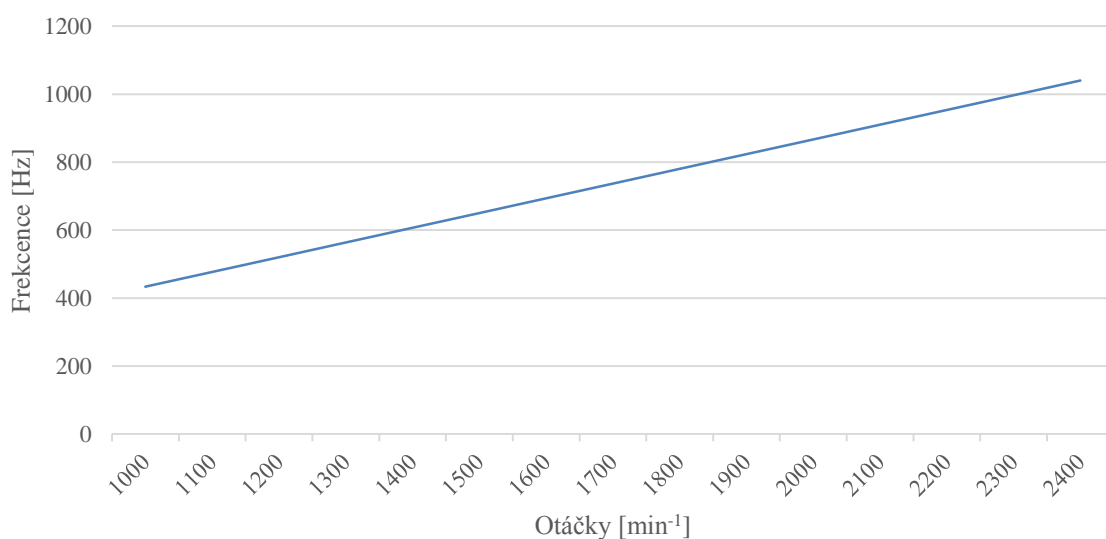
Tabulka 6: Frekvenční rozbor rozvodového ústrojí

Provozní otáčky [min^{-1}]	Frekvence v [Hz] otáčkové mezi komponenty a zubová systému					
	Motor	Vložené kolo	Rozvody	Vyvažovací hřídel	kompresor	ZUBOVÁ frekvence
1200	20	10	10	40	20	520
1300	22	11	11	43	22	563
1400	23	11	12	47	23	607
1500	25	12	13	50	25	650
1600	27	13	13	53	27	693
1700	28	14	14	57	28	737
1800	30	15	15	60	30	780
1900	32	15	16	63	32	823
2000	33	16	17	67	33	867
2100	35	17	18	70	35	910
2200	37	18	18	73	37	953
2300	38	19	19	77	38	996

Následující dva grafy zobrazují průběh otáčkové frekvence jednotlivých komponent mechanismu a zubovou frekvenci celého mechanismu.



Obrázek 38: Otáčková frekvence jednotlivých komponent spojených s rozvodovým mechanismem



Obrázek 39: Zubová frekvence rozvodového mechanismu

4.1.3 FREKVENČNÍ ROZBOR VSTŘIKOVACÍHO ČERPADLA

Řadová vstříkovací čerpadla mají pro každý válec motoru jeden element čerpadla. Ten se skládá z válce čerpadla a pístu čerpadla. Elementy čerpadla jsou uspořádány v řadě, z čehož plyne samostatný název čerpadla – řadové čerpadlo. Velikost vstříkovacích tlaků dosahuje v krajní hodnotě až 135 MPa.

Traktory Zetor používají řadová vstříkovací čerpadla od společnosti Motorpal. U čerpadla - jako uvažovaného zdroje budících frekvencí - jsem zvažoval jeho otáčkovou frekvenci, která není tak dominantní, jelikož se hřídel čerpadla otáčí poloviční rychlostí oproti klikové hřídeli motoru a frekvenci vstříkování. U frekvence vstříkování jsem uvažoval osm hlavních dominantních harmonických řádů. V podstatě musí docházet ke čtyřem vstříkům paliva během jedné otáčky hřídele čerpadla. U výpočtu tohoto budícího účinku jsem použil vztah (30) pro výpočet zapalovací frekvence, proto vztah pro výpočet vstříkovací frekvence čerpadla traktoru po úpravě bude mít následující podobu.

$$f_{vst} = 4 \cdot f_{nč} \quad (31)$$

Kde: $f_{nč}$ – otáčková frekvence čerpadla

Na následujícím obrázku je zobrazeno řadové vstříkovací čerpadlo pro čtyřválcový motor od společnosti Motorpal. Dále je zde uvedena tabulka a graf zobrazující stručné výsledky frekvenční charakteristiky traktorového čerpadla. Frekvenční rozsah otáčkové frekvence čerpadla je přibližně od 10 Hz až do 20 Hz. Dominantnější vstříkovací frekvence, kde je zahrnuto osm hlavních dominantních řádů, má rozsah od přibližně 40 Hz až do 620 Hz.

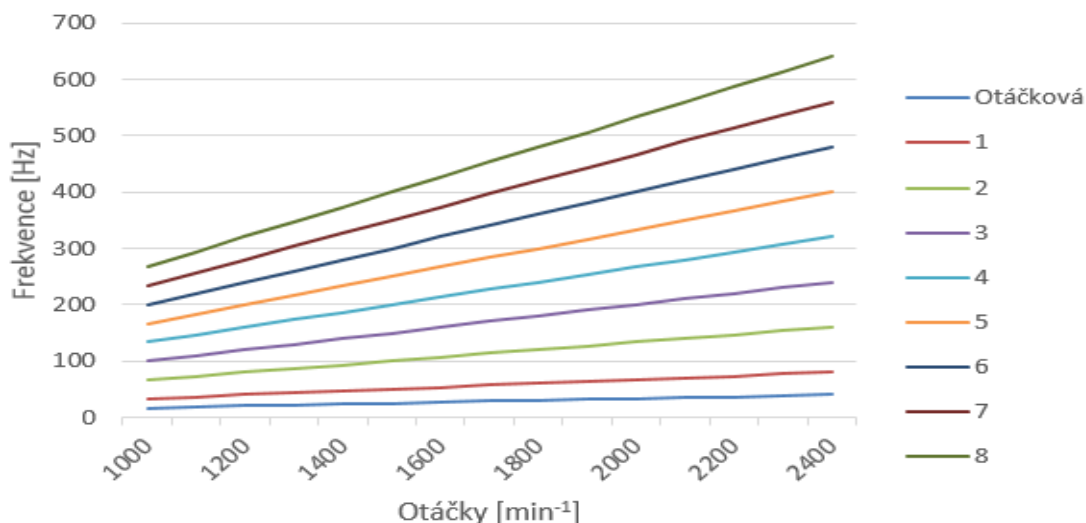
Použité označení v tabulce značí otáčkovou frekvenci hřídele čerpadla jako $f_{nč}$ a vstříkovací frekvenci čerpadla a její řády jako f_{r1} až f_{r8} .



Obrázek 40: Řadové vstřikovací čerpadlo [35]

Tabulka 7: Frekvenční rozbor řadového čerpadla

Provozní otáčky [min ⁻¹]	Frekvence [Hz]								
	$f_{nč}$	f_{r1}	f_{r2}	f_{r3}	f_{r4}	f_{r5}	f_{r6}	f_{r7}	f_{r8}
1200	10	40	80	120	160	200	240	280	320
1300	11	43	87	130	173	217	260	303	347
1400	12	47	93	140	187	233	280	327	373
1500	13	50	100	150	200	250	300	350	400
1600	13	53	107	160	213	267	320	373	427
1700	14	57	113	170	227	283	340	397	453
1800	15	60	120	180	240	300	360	420	480
1900	16	63	1267	190	253	317	380	443	507
2000	17	67	133	200	267	333	400	467	533
2100	18	70	140	210	280	350	420	490	560
2200	18	73	147	220	293	367	440	513	587
2300	20	77	153	230	307	383	460	537	613



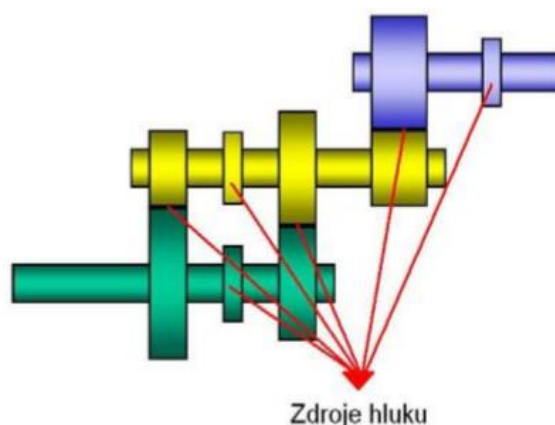
Obrázek 41: Frekvenční rozsahu řadového čerpadla

Číselné označení (1 až 8) v obr. (4) značí řád harmonické složky.

4.1.4 FREKVENČNÍ ROZBOR PŘEVODOVKY

Největším zdrojem vibrací u převodovek je záběr ozubených kol. Ve frekvenční analýze se obvykle dají rozeznat tři hlavní složky spolu s jejich harmonickými násobky frekvence. Do těchto frekvencí patří frekvence otáčení vstupní hřídele, zubová frekvence a postranní pásma zubové frekvence [34].

Ve frekvenční charakteristice jsem se věnoval vlastní zubové frekvenci. Jedná se totiž o frekvence, které jsou závislé na rychlosti otáčení jednotlivých ozubených kol.



Obrázek 42: Místa styku ozubených kol, zdroje největšího hluku převodovek [34]

Předpokládaný výpočet vlastních zubových frekvencí traktorové převodovky pak vypadá následovně. Nejdříve zjistíme otáčkovou frekvenci vstupní hřídele do převodovky analogicky dle vztahu (27).



Převodový poměr mezi spolu zabírajícími koly:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (32)$$

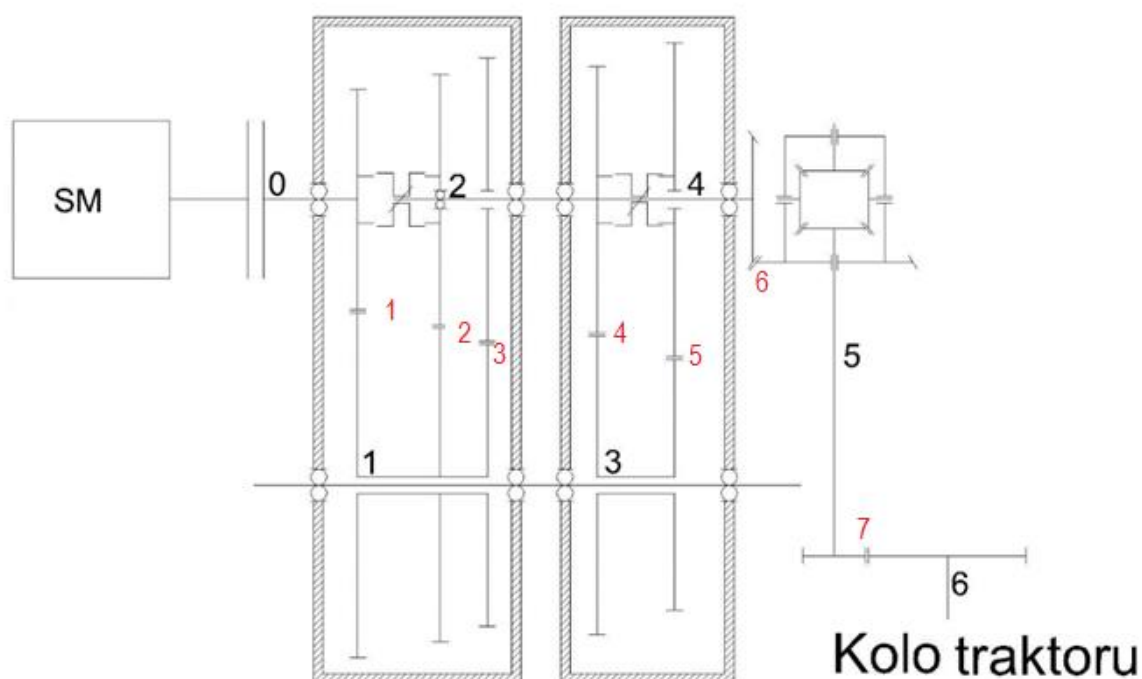
Kde: $z_{2,1}$ – počet zubů spolu zabírajících kol

A následně dojdeme k výslednému vztahu pro výpočet zubové frekvence:

$$f_{z12} = z_1 \cdot f_{R1} = z_2 \cdot f_{R2} \quad (33)$$

Kde: $f_{R1,2}$ – otáčková frekvence hnacího a hnaného hřídele

Rozbor frekvenční charakteristiky převodovky byl proveden na převodovce, která je zobrazena na následujícím obrázku.



Obrázek 43: Navržená traktorová redukční převodovka

Čísly 0 až 6 v obr. (42) jsou označeny jednotlivé hřídele navržené traktorové převodovky. Výsledky jsou pak uvedeny v tabulkách a grafech, kde jednotlivé zkratky jako f_{z1} až f_{z7} (v obrázku schématu převodovky očíslováno červeně 1 až 7) znamenají jednotlivé kontakty kol při daném zařazeném rychlostním stupni převodového ústrojí.

V následujících tabulkách jsou zaznamenány vybrané hodnoty zubové frekvence pro jednotlivé převody (pro zařazenou redukci s pracovním převodem a pro převod sloužící k dosažení nevyšší rychlosti traktoru) a pro provozní rozsah otáček motoru (1200 min^{-1} až 2300 min^{-1}). V grafu je znázorněn rozsah zubových frekvencí styku jednotlivých ozubených kol při zařazeném prvním rychlostním stupni bez redukce.


 Tabulka 8: První rychlostní převodový stupeň (2 km.h⁻¹ až 4,7 km.h⁻¹)

Provozní otáčky [min ⁻¹]	Zubová frekvence v [Hz] pro 1. pracovní převodový stupeň – S redukcí					
	f _{z1}	f _{z3}	f _{z4}	f _{z5}	f _{z6}	f _{z7}
1200	300	235	206	97	35	9
1300	325	254	224	106	38	10
1400	350	274	241	114	41	11
1500	375	293	258	122	44	11
1600	400	313	275	130	47	12
1700	425	333	293	138	50	13
1800	450	352	310	146	53	14
1900	475	372	327	154	56	14
2000	500	391	344	163	59	15
2100	525	411	361	171	62	16
2200	550	430	379	179	65	17
2300	575	450	396	187	68	17

 Tabulka 9: Třetí rychlostní stupeň bez redukce (18 km.h⁻¹ až 45 km.h⁻¹)

Provozní otáčky [min ⁻¹]	Zubová frekvence v [Hz] pro 3. pojízdný převodový stupeň – Bez redukce					
	x	x	x	x	f _{z6}	f _{z7}
1200	0	0	0	0	320	85
1300	0	0	0	0	346	88
1400	0	0	0	0	373	95
1500	0	0	0	0	400	102
1600	0	0	0	0	426	109
1700	0	0	0	0	453	115
1800	0	0	0	0	418	122
1900	0	0	0	0	506	129
2000	0	0	0	0	533	136
2100	0	0	0	0	560	142
2200	0	0	0	0	586	149
2300	0	0	0	0	613	156



4.2 NUMERICKÉ MODELY

Tato kapitola bude zahrnovat tvorbu geometrie a numerické výpočetní modely. Geometrie kavity traktorové kabiny byla vytvořena v grafickém programu PTC Creo Parametric 2.0 a samostatné výpočtové modely byly vytvořeny ve výpočetním programu ANSYS mechanical 14.5.

Modely:

- Kavita traktorové kabiny
- Modální analýza
- Harmonická analýza

Výpočty byly prováděny na počítači s dvěma procesory 2x2 GHz a 6 GB RAM.

STRUKTURA VÝPOČTOVÉHO PROGRAMU

Za strukturu programu se dají považovat následující části programu:

1. Postprocessor (Zadávání úlohy)
2. Solution (Řešení úlohy)
3. General Postprocessor (Prohlížení a zpracovávání výsledků)

V Postprocessoru se zadávají vstupní data. To je například geometrie, typ elementu, vlastnosti jednotlivých materiálů, tvorba sítě a okrajové podmínky. Síť se zde tvoří pomocí automatického generátoru, ten dodržuje hlavní zásady, ke kterým patří rozdělení konstrukce na prvky beze zbytku, bez překrývání se prvků navzájem, aby se prvky setkávaly pouze na hranách - a to vždy v jednom vrcholovém uzlu, aby nedocházelo ke styku prvků, které mají jiný stupeň interpolačních polynomů. Do generátoru sítě se tedy zadává pouze tvar prvku, typ prvku a velikost prvku. Na typu prvku, na typu interpolačního polynomu, na tvaru konstrukce, na požadované přesnosti řešení je závislá hustota dělení konstrukce.

Dalším krokem je řešení (Solution). Zde probíhá vlastní výpočet pomocí metody konečných prvků. Zde se nastavují parametry, které především souvisejí se samostatným výpočtem, jako je velikost časového kroku, počet iterací do konce testování konvergence a počáteční podmínky. Vlastní MKP výpočet se pak dle typu úlohy liší.

Třetí částí je kontrola zpracování výsledků (General Postprocessor). Je to výstup MKP výpočtu. Hlavní část tohoto módu je především grafické znázornění výsledků. ANSYS umožňuje graficky kreslit výsledky ve 2D a ve 3D.

4.2.1 POPIS NUMERICKÝCH MODELŮ

Výpočet vlastních frekvencí a jim odpovídajících tvarů kmitu (módů) byl proveden výpočtem pomocí modální analýzy v programu ANSYS.



Maticový zápis pohybové rovnice pro netlumený systém [24]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (34)$$

Kde: K – matice tuhosti

M – matice hmotnosti

u – vzdálenost jednotlivých uzlů

Počítáme-li harmonické kmitání, pak u bude ve tvaru:

$$\{u\} = \{\emptyset\}_i \cdot \cos(\omega_i t) \quad (35)$$

Kde: $\{\emptyset\}_i$ - vlastní vektor reprezentující tvar módu i -té vlastní frekvence

ω_i – i -tá vlastní frekvence

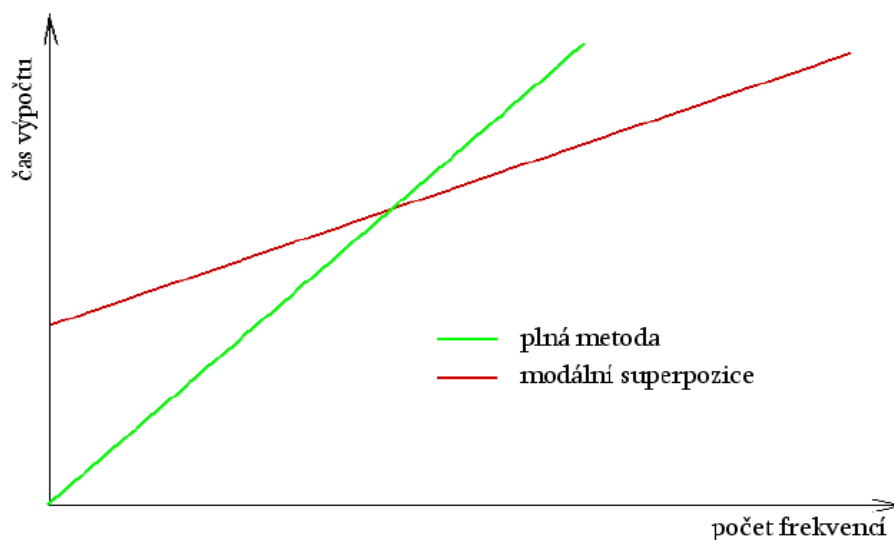
Po úpravě má řešení následující tvar:

$$[K] - \omega^2[M] = 0 \quad (36)$$

Nejdříve jsem tedy řešil modální analýzu, u níž jsem zadal potřebné parametry. Jako výpočtovou metodu jsem zvolil metodu Block Lanczos, která je vhodná pro hledání více módů a doporučuje se k použití u modelů, které se sestavují z hůře zformovatelných prvků. Výhodou této metody je, že pracuje celkem rychle. Naopak nevýhodou je to, že při počítání vyžaduje více paměti a zabírá více místa na disku.

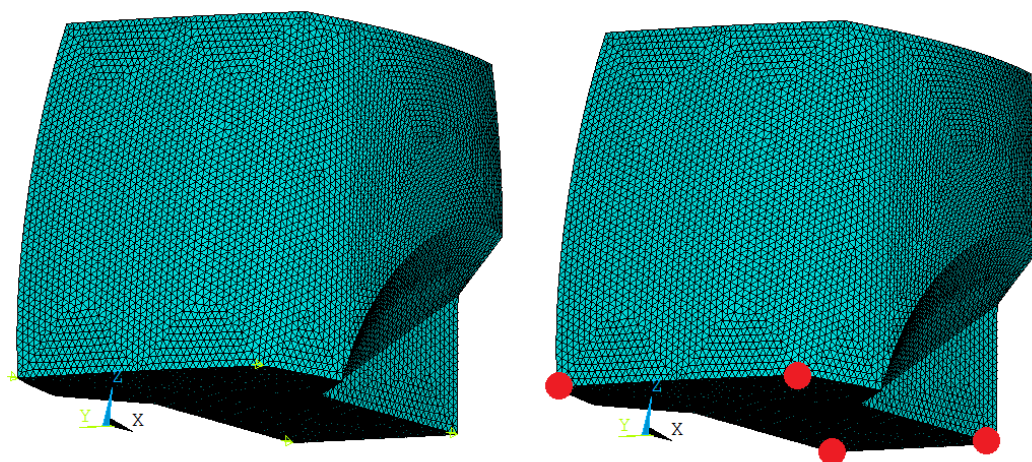
Dalším krokem bylo určení počítaných módů, nebo startovací frekvence a frekvence konečné. Jelikož jsem počet módů neznal, použil jsem startovací frekvenci $f_s = 0$ Hz a konečnou frekvenci $f_f = 1000$ Hz.

K řešení harmonické analýzy kavity traktoru se dají v programu ANSYS použít dvě metody. První metodou je metoda plná (FULL) a druhou metodou je řešení pomocí modální superpozice (MUSP). Metoda se volí především s ohledem na počet řešených frekvencí a na složitost modelu. Na následujícím obrázku je vidět, že u modální superpozice je na začátku výpočtu nutný určitý čas k výpočtu vlastních hodnot. Ty jsou u této metody brány jako podklad pro řešení odezvy na buzení. Poté, co se vypočítají vlastní hodnoty, je každý další krok výpočtu proveden rychleji než u metody plné. I přes to jsem použil pro výpočet harmonické analýzy metodu plnou (FULL).



Obrázek 44: Srovnání metod pro řešení harmonické analýzy [24]

Okrajové podmínky i model traktoru a síť jsou shodné jako u analýzy modální. Buzení jsem realizoval v místech uložení traktorové kabiny. Kabina traktoru Zetor Proxima je uložena pouze na silentblocích a není jinak odpružena. Proto jsem budící tlak o hodnotě $2 \cdot 10^{-5}$ Mpa (hodnota byla zvolena odhadem, jelikož nebyl proveden jakýkoliv určující experiment - i proto jsou výsledky brány poměrově) umístil do čtyř míst po stranách kabiny, jak je zřetelně vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 45: Umístění budícího akustického tlaku na traktorové kabině: vlevo - zobrazení v programu ANSYS, vpravo – zvýraznění míst umístění buzení

4.2.2 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

TVORBA GEOMETRIE KABINY

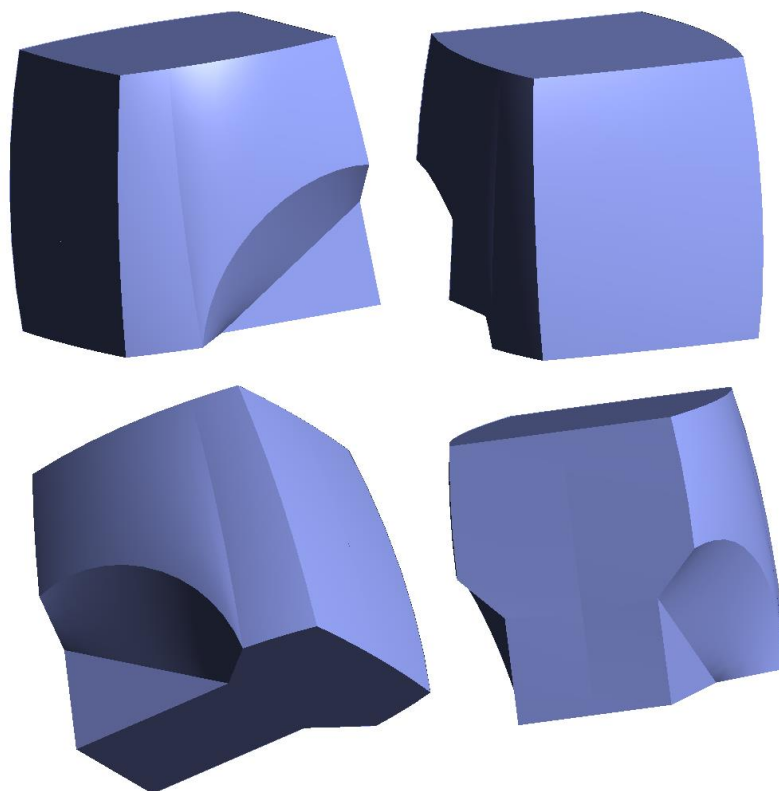
Z důvodu co nejpřesnějších výpočtů (aby co nejvíce odpovídaly skutečnosti) je zapotřebí vytvořit model blízký se reálné kabině traktoru včetně vazeb s okolím traktoru. Kdybych ovšem dělal takovýto model, bylo by to velmi náročné na vytvoření, výpočetní čas i výpočetní



zařízení. Síť konečných prvků by měla řádově statisíce až miliony prvků. Výpočet by tudíž nebylo s dostupným vybavením možné zrealizovat.

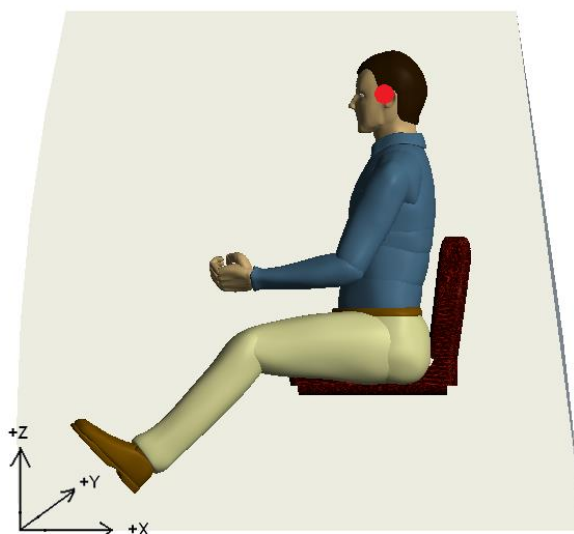
Ve výsledném modelu jsem neuvažoval vnitřní vybavení kabiny. Tím se myslí přístrojová deska, volant a různé ovládací prvky. Uvažoval jsem pouze sedadlo uvnitř kabiny traktoru. Neuvažované prvky sice částečně ovlivňují hluk uvnitř kabiny (pohlcování, útlum a odražení vln), ale vzhledem k dostupné technice a časovým možnostem nebylo domodelování možné.

Geometrie kabiny traktoru byla vytvořena v programu PTC Creo Parametric 2.0 (ProEngineer). Podoba modelu je zobrazena na následujícím obr. (46):



Obrázek 46: Kabina traktoru Zetor Proxima vytvořená v PTC Creo Parametric 2.0

Dalším krokem bylo určení souřadnice polohy hlavy řidiče uvnitř traktorové kabiny. V možnostech CAD programu jsem tedy použil maketu člověka, kterou jsem umístil na namodelovanou sedačku, a následně jsem odměřil jednotlivé rozměry mezi souřadným systémem umístěným v přední části kabiny a oblastí u hlavy řidiče, kterou na následujícím obr. (47) značí červený bod (na spánku makety řidiče). Ve výsledné tabulce jsem také uvedl číslo uzlu z výsledné výpočtové sítě, v kterém budou vykreslovány a hodnoceny výsledky. Tento bod je stejný jak pro modální, tak pro harmonickou analýzu, jelikož u obou modelů byla použita stejná síť.



Obrázek 47: Poloha bodu pro zhodnocení výsledků uvnitř kavity traktoru

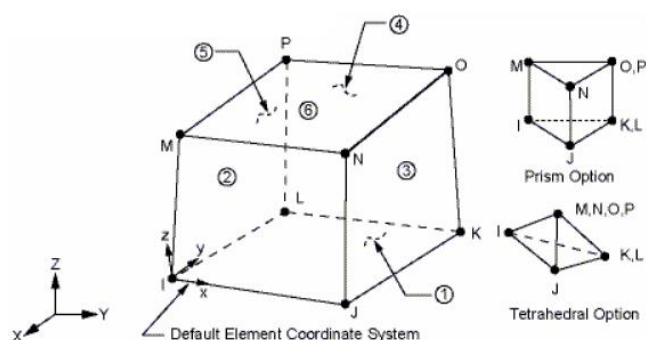
Tabulka 10: Souřadnice bodu v oblasti hlavy řidiče

Souřadnice	Rozměr [mm]
X	1085
Y	0
Z	1275
Číslo uzlu	30 530

TVORBA SÍTĚ

Výpočtová síť byla tvořena přímo ve výpočtovém programu ANSYS Mechanical APDL. Geometrie byla načtena do programu ANSYS 14.5, kde byla diskretizována. Jelikož mi do ANSYSu nešla geometrie načíst jako běžně ukládaný soubor (s koncovkou .prt), musel jsem soubor exportovat do jiného formátu (s koncovkou .igs). Při exportování do IGES formátu jsem nechal zachovaný objem kavity traktoru.

Nejdříve se povrchová síť modelu musí převést na objem, který se následně síťoval pomocí elementů. Zde bylo nutné zvolit typ elementů, z kterých kavita bude tvořena, a jejich materiál. Jelikož řeším akustickou úlohu, zvolil jsem element označovaný jako FLUID 30. Ten se používá pro účely řešení akustiky. Tento element je definován osmi uzly v rozích, kde každý má čtyři stupně volnosti. Dále pak hodnotou referenčního tlaku, která je standardně $20 \cdot 10^{-6}$ Pa a materiálovými vlastnostmi.



Obrázek 48: Element Fluid 30 [24]

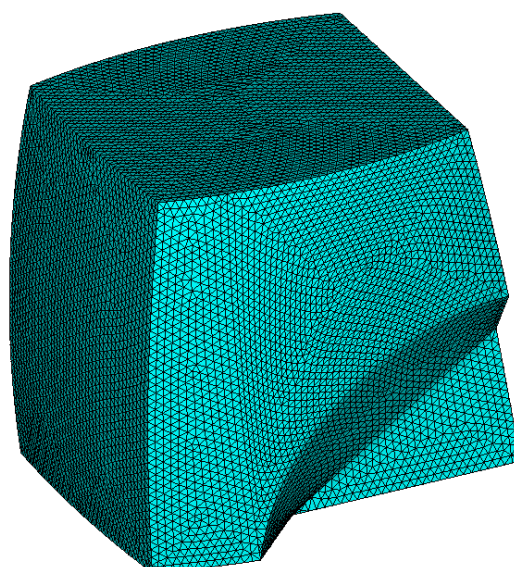
Zvolenému elementu musíme zadat materiálové vlastnosti. Zadává se rychlost zvuku, hustota, a součinitel absorpce materiálu.

Tabulka 11: Materiálové vlastnosti elementu FLUID 30

Typ elementu	Fluid 30
Rychlost zvuku c [ms^{-1}]	344
Hustota vzduchu ρ [m^3kg^{-1}]	1,205
Součinitel absorpce [-]	Vzduch: neudává se

Ze zvolených elementů jsem následně vytvořil výpočtovou síť. Velikost jednotlivých prvků se počítá z vlnové délky a řešeného rozsahu frekvence (0 Hz až 1000 Hz). Vlnová délka by měla být proložena alespoň osmi elementy. Po dosažení maximální uvažované frekvence do vztahu (1) a proložení jedné vlnové délky osmi prvky vyjde minimální velikost prvku 43 mm. Velikost prvku nakonec byla zvolena na 35 mm.

Diskretizovaný model kavity traktorové kabiny vypadá následovně:



Obrázek 49: Síť kavity traktorové kabiny



Je tvořen tetrahedrálními prvky a elementy FLUID 30. Parametry sítě jsou vyjádřeny v následující tabulce:

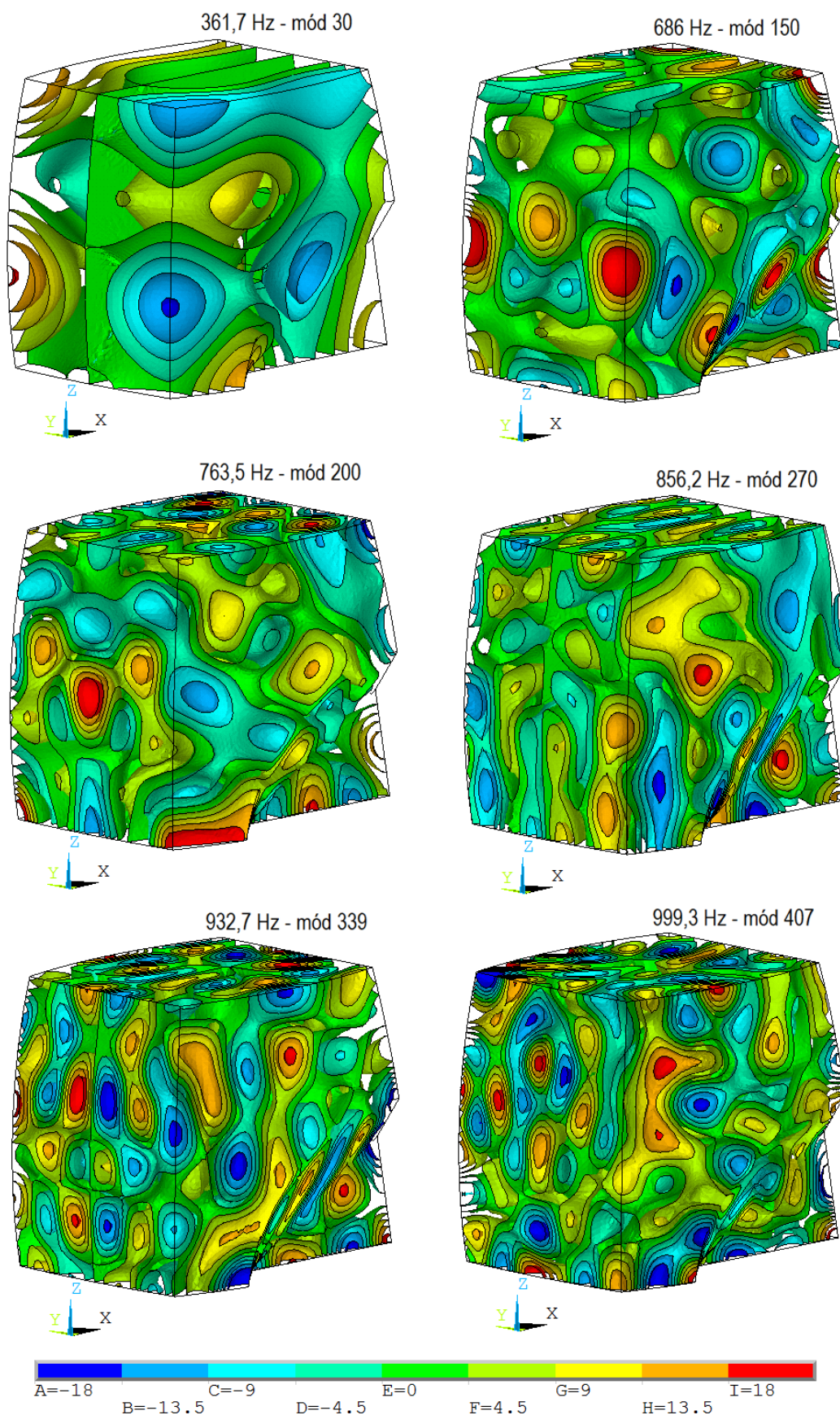
Tabulka 12: Parametry sítě

Typ prvků	Tetrahedrální – FLUID 30
Maximální délka hrany prvku	35 [mm]
Počet uzlů	118 057
Počet prvků	672 043

4.2.3 MODÁLNÍ ANALÝZA

OBECNÉ VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

Výpočet modální analýzy kavity traktorové kabiny v rozsahu 0 Hz až 1000 Hz našel 407 vlastních frekvencí. Vybrané tvary vlastních frekvencí jsou zobrazeny na následujících obrázcích. Celková tabulka se všemi výsledky jednotlivých vlastních frekvencí bude přiložena do přílohy. Zde je patrné, že modální analýza vypočetla všechny vlastní tvary vlastní frekvence uvnitř traktorové kavity v uvažovaném frekvenčním rozsahu. Proto je nutné vypočítat harmonickou analýzu, která obsahuje zdroj buzení a dá nám mnohem přesnější přehled, kde vznikají dominantní frekvence při daném typu modelu. Výsledky harmonické analýzy jsou pak důkladněji rozebrány v další kapitole.

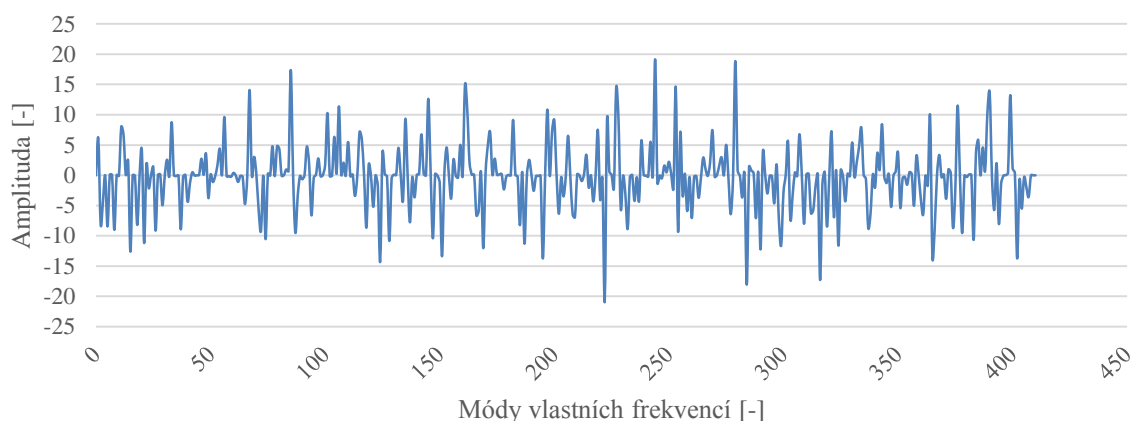


Obrázek 50: Vybrané módy vlastní frekvence u modální analýzy

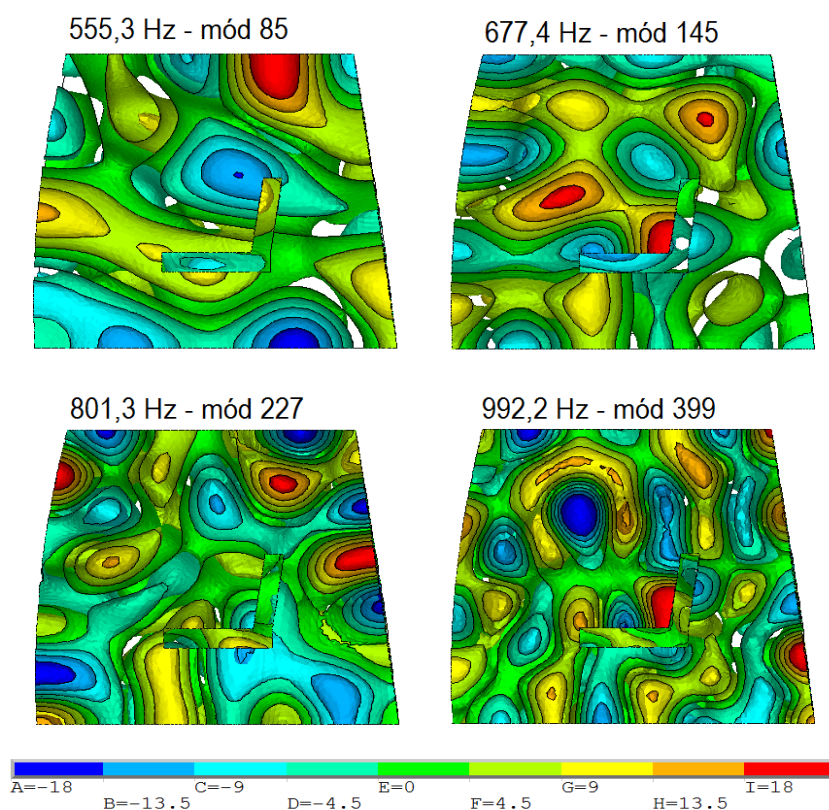


VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY V OBLASTI HLAVY ŘIDIČE

Na následujícím grafu je zobrazen průběh akustického tlaku v závislosti na frekvenčním rozsahu, který odpovídá 407 vzniklým módům. Z toho je patrné, že získáme přehled, kolik vlastních módů se může v oblasti hlavy vyskytnout. Toto řešení ale není závislé na buzení, proto nám výsledky k podrobnějšímu zhodnocení, kde ve finále může vznikat rezonance, nic podstatného neřeknou. Model ale poslouží jako vhodná předloha pro model harmonické analýzy.



Obrázek 51: Akustický tlak v místě hlavy řidiče při frekvenčním rozsahu 0 Hz až 1000 Hz má 407 vlastních frekvencí



Obrázek 52: Vybrané módy zobrazující oblast hlavy řidiče

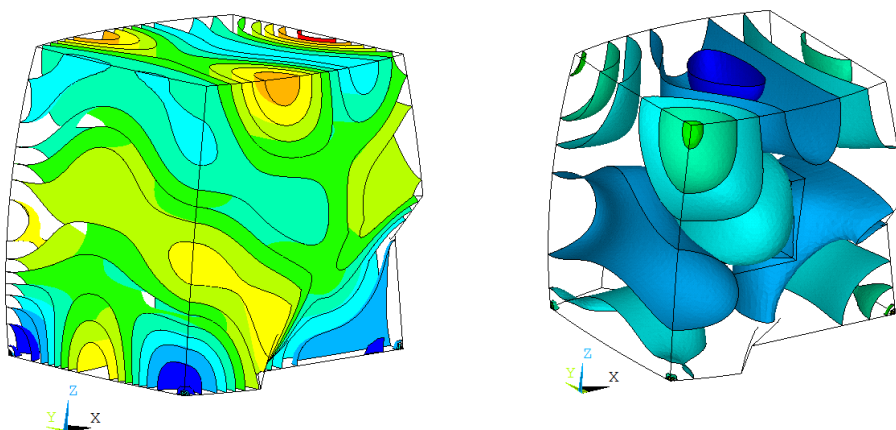


4.2.4 HARMONICKÁ ANALÝZA

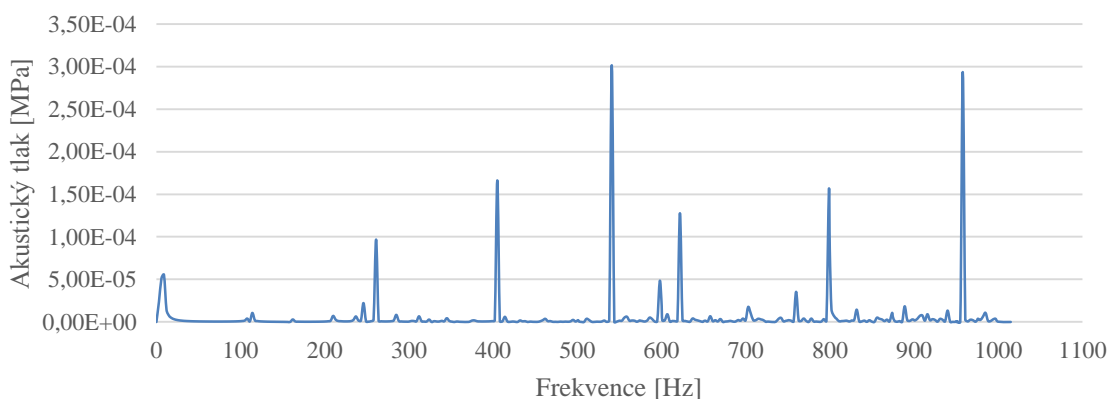
Harmonická analýza má určené místo buzení u kabiny, a tudíž nám dává mnohem přesnější a přehlednější výsledky než analýza modální. To je patrné již z obr. (54), kde jsou vidět dominantní frekvence. Když se setkají s frekvencí budiče, rozebraného v předchozí kapitole, může dojít k rezonanci, a tedy i k problému v traktorové kabině.

VÝSLEDKY HARMONICKÉ ANALÝZY

Na následujícím obr. (53) jsou graficky zobrazeny dva vybrané módy kavity traktoru při harmonické analýze. Zde je vidět, jak jednotlivé vlnoplochy postupují do středu kabiny, kde se poté deformují od zdrojů buzení. Na grafu obr. (54) jsou pak zřetelně vidět skokové nárůsty akustického tlaku, popřípadě decibelů obr. (56). V těchto místech může docházet k rezonanci, pokud se tyto frekvence setkají s frekvencemi od budičů. Frekvence, které se takto setkají, jsou pak uvedeny v následující kapitole, kde je provedeno zhodnocení výsledků analýzy budičů s numerickým modelem.



Obrázek 53: Příklad tvarů vnitřních kmitů u harmonické analýzy a zadaného buzení



Obrázek 54: Amplitudy akustického tlaku v MPa pro bod 30530

V následujícím grafu obr. (56) je pak pro přehlednost zobrazen signál z harmonické analýzy přepočtený na decibely – dB, což je poměrná veličina. Dále je tento signál přefiltrován

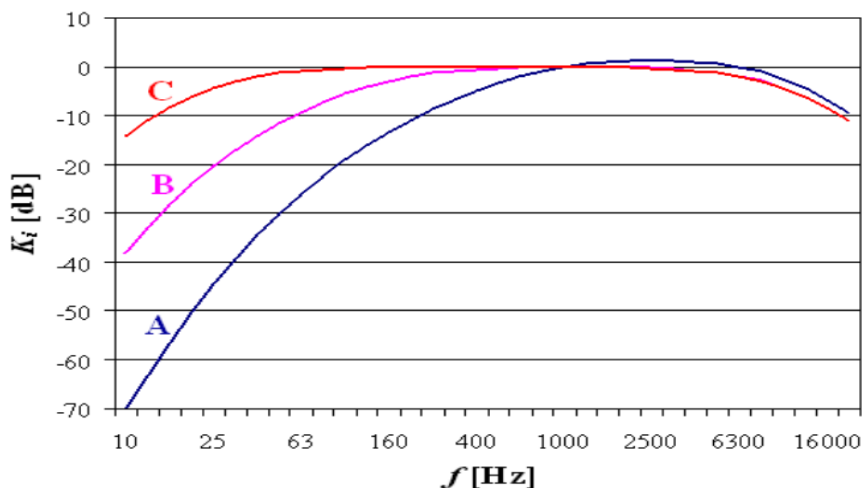


váhovým filtrem typu A. Tento přepočít byl proveden přímo ve výpočtovém programu ANSYS 15. Hlukové filtry se používají, jelikož má lidský sluch při různých kmitočtech nestejnou citlivost. Vnímá-li tedy člověk zvuk, dochází k jeho zkreslení. Právě z tohoto důvodu se při měření hluku používají váhové filtry typu A, B a C. Ty jsou inverzní ke křivkám stejné hlasitosti při hladinách 40 dB, 80 dB a 120 dB. Nejčastěji používaným váhovým filtrem je filtr typu A. U těchto filtrů se zavádí korekce. Používané hlukoměry už mají zabudované váhové filtry standardně. Nejpoužívanější váhový A-filtr se koriguje dle následující rovnice [36].

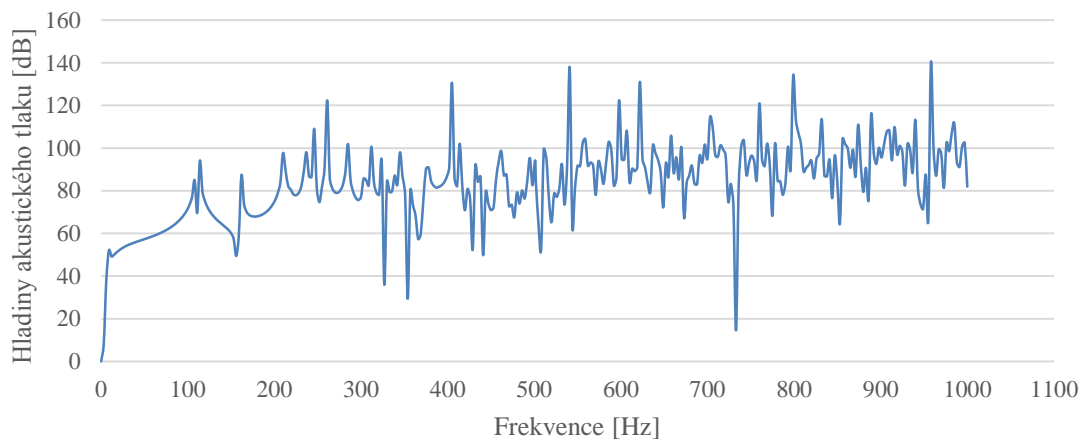
$$K_A(f) = 20 \log \frac{R_A(f)}{R_A(1000)} \quad (37)$$

Kde:

$$R_A(f) = \frac{12200^2 \cdot f^4}{(f^2 + 20,6^2) \cdot (f^2 + 12200^2) \cdot \sqrt{(f^2 + 107,7^2) \cdot (f^2 + 737,9^2)}} \quad (38)$$



Obrázek 55: Průběhy váhových křivek filtrů typů A, B a C [36]



Obrázek 56: Průběh akustického tlaku v dB pro bod 30530



5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V této kapitole jsou podrobněji rozebrány výsledky. Jsou zde použity, porovnány a zhodnoceny výsledky získané z předchozí kapitoly - z obou jejich skupin. Tedy z frekvenčního rozboru významných zdrojů hluku a vibrační traktoru a z numerických modelů.

Z numerických modelů jsem vybral klíčové výsledky, které byly určeny z obr. (54). K porovnání jsem bral dominantní hodnoty akustického tlaku, které jsou alespoň dvakrát vyšší jak budící akustický tlak, který byl zadán referenční hodnotou $2 \cdot 10^{-5}$ MPa (výsledky jsou tedy brány poměrově). V těchto místech jsem zaznamenal frekvence, ve kterých může vznikat případná rezonance v oblasti hlavy řidiče. Takových míst bylo nalezeno ve vyšetřovaném frekvenčním rozsahu šest. Ve zmíněných oblastech může vznikat rezonance tehdy, když těchto hodnot dosáhne frekvence od nějakého výše rozebíraného budiče. Jejich kritické přesné hodnoty frekvence jsou zaznamenány v následující tabulce.

Tabulka 13: Potenciální frekvence, ve kterých může vznikat rezonance

Pořadí	Nebezpečná frekvence [Hz]
1	261
2	405
3	541
4	622
5	799
6	958

Dále je potřeba vzít v úvahu, že všechny zdroje hluku a vibrační nejsou stejně dominantní jako jiné zdroje. Tím je myšlen například přenos strukturou, či vzduchem. Například spalovací frekvence motoru se dá označit jako dominantní z hlediska přenosu vibrační strukturou, naopak otáčení se vyvažovacích hřídelů tak dominantní nebude a hluk se bude šířit především vzduchem.

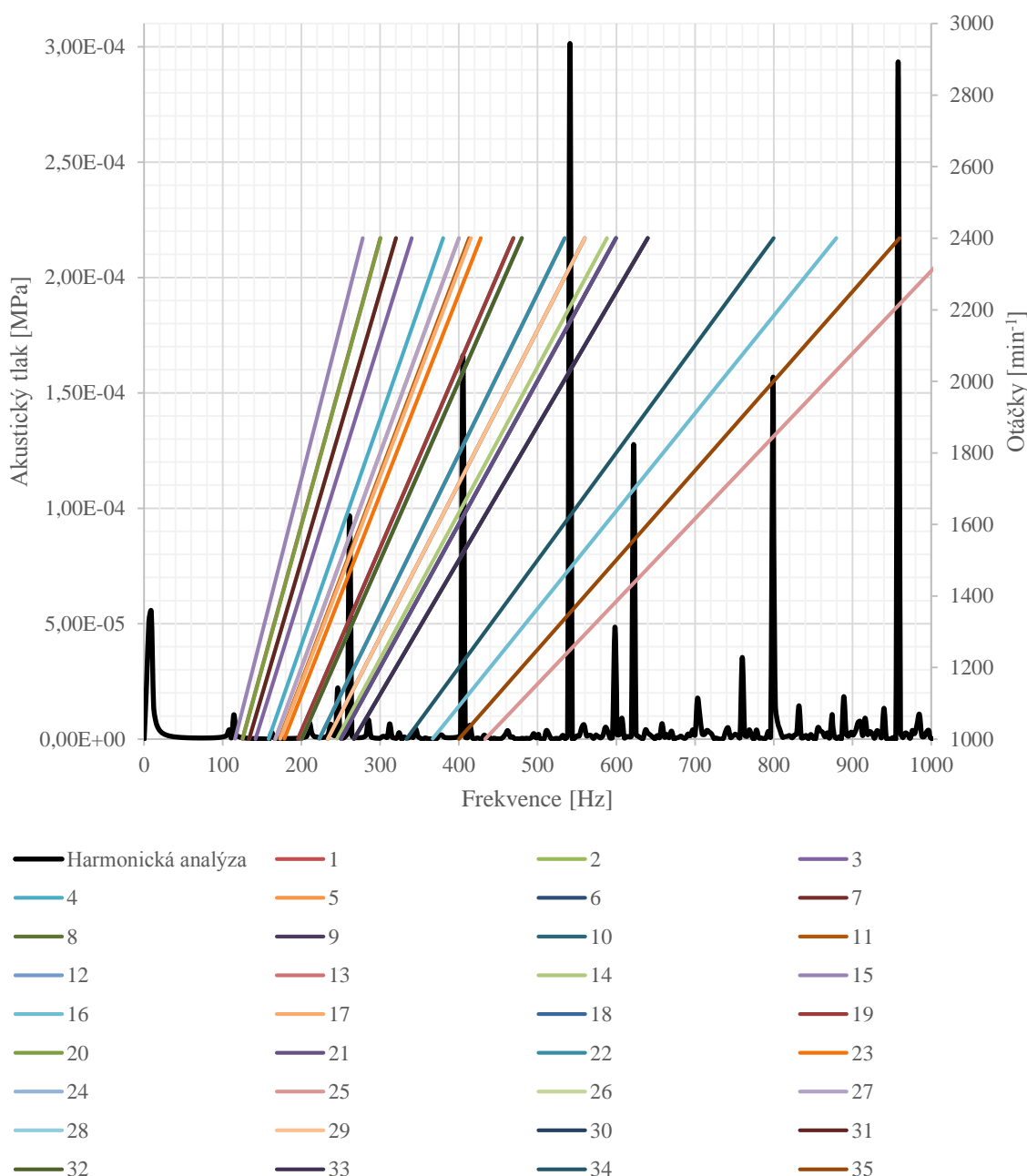
Obecně lze konstatovat, že jakýkoliv hluk nad 500 Hz je pro člověka nepříjemný. Je-li člověk vystavován vibračním intenzivněji, nemusí se poté cítit pohodlně a mohou vznikat i trvalé zdravotní následky. Tyto stavy se posuzují z fyziologického i psychického hlediska. Dle způsobu přenosu vibrační na člověka se rozlišují vibrace, které se přenesou na celý organismus, nebo jen lokálně, například právě na zkoumanou hlavu řidiče. Poškození pak vznikají v důsledku rezonančního kmitání dutin organismu nebo jeho části. Mezi nejvíce škodlivá pásma frekvencí pro lidské tělo se řadí frekvence uvedené v následující tabulce [3].

Tabulka 14: Nejvíce škodlivá pásma frekvencí [3]

Nebezpečná frekvence [Hz]	Zasažená oblast
2 - 6	Pro sedící osobu
4 - 12	Pro stojící osobu
12 - 30	Pro hlavu
30 - 90	Oči, centrální nervová soustava, cévy
400 - 600	Rezonance lebky



Následujícím krokem mé práce tedy bylo porovnat frekvence a v případě shody zaznamenat otáčky motoru a druh budícího zařízení. Všechny potenciálně nebezpečné druhy buzení (jejich otáčky a jednotlivé frekvence) jsou vyhodnocené v následujícím grafu a v tabulce. Uvažované otáčky motoru jsou v rozsahu 1800 min^{-1} až 2400 min^{-1} . Tento frekvenční rozsah se dá považovat za rozsah provozních otáček traktoru, tedy těch otáček, ve kterých se traktor a jeho obsluha pohybuje nejčastěji. Nejvíce jsem se zaměřil na oblast kolem jmenovitých otáček motoru, tedy 2200 min^{-1} .



Obrázek 57: Potenciálně nebezpečné průběhy budících frekvencí

Číselné označení 1 až 35 značí konkrétní zdroje buzení. To je podrobněji popsáno v tabulce níže. Zde jsou dále uvedeny pro daný zdroj přesné otáčky, ve kterých může docházet k rezonanci uvnitř traktorové kabiny.



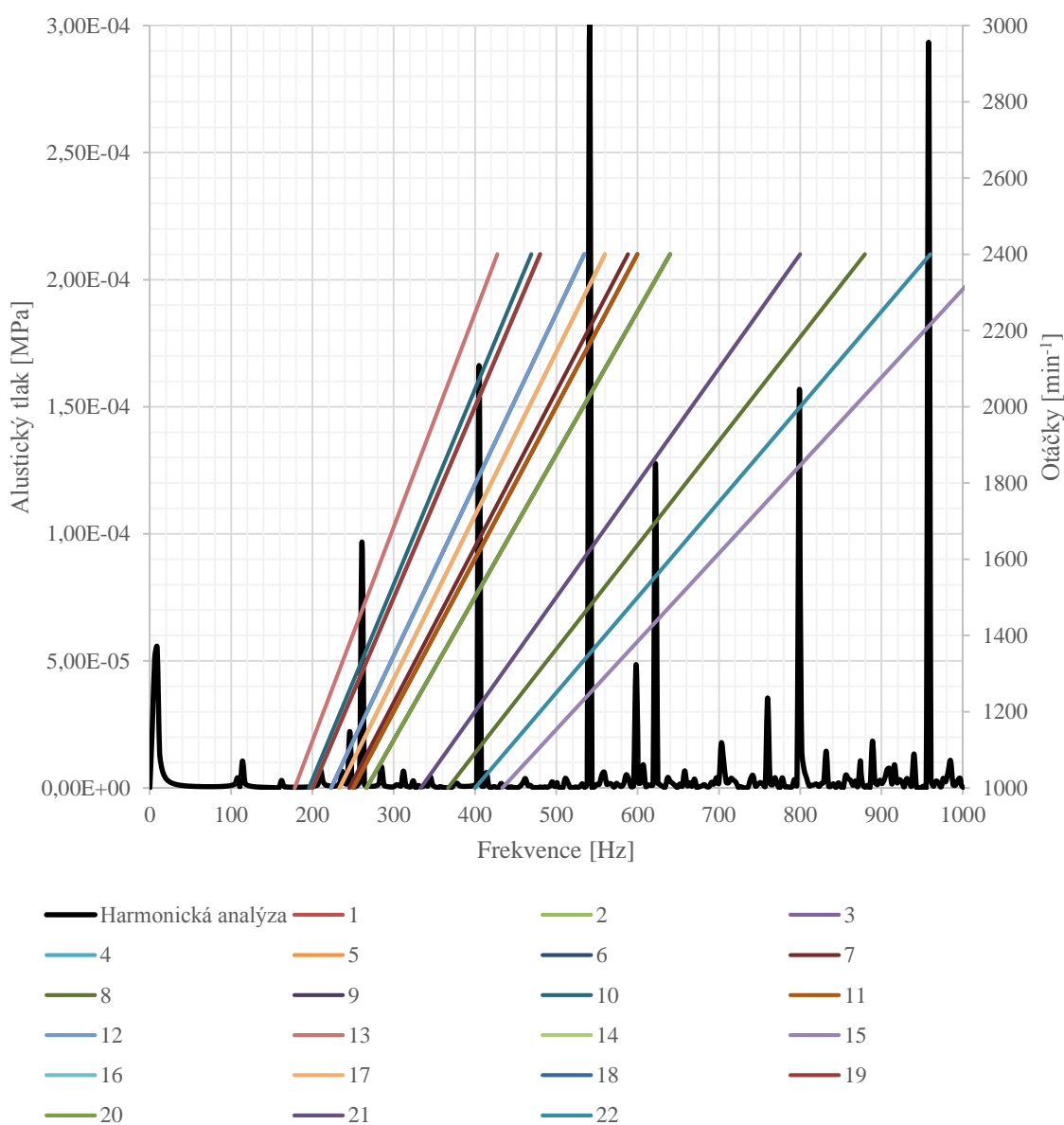
Tabulka 15: Potenciálně nebezpečné otáčky

Nebezpečné otáčky [min ⁻¹]	Potenciálně nebezpečné zdroje buzení	Frekvence [Hz]	Zdroje buzení
1818	Převodovka - zubová frekvence fz2r2 (2 stupeň redukce)	405	13
	Převodovka - zubová frekvence fz2b2 (2 stupeň bez redukce)	405	22
1844	Zubová frekvence pohonu rozvodů	799	25
1866	Spalovací frekvence motoru - 10. řád	622	34
1958	Otáčková frekvence motoru - 8. řád	261	2
	Frekvence čerpadla - 4. řád	261	26
	Spalovací frekvence motoru - 4. řád	261	31
1967	Převodovka - zubová frekvence fz4r3 (3 stupeň redukce)	622	16
1998	Spalovací frekvence motoru - 12. řád	799	35
2025	Otáčková frekvence motoru - 12. řád	405	6
	Frekvence čerpadla - 6. řád	405	28
	Spalovací frekvence motoru - 6. řád	405	32
2029	Otáčková frekvence motoru - 16. řád	541	8
	Převodovka - zubová frekvence fz6b3 (3 stupeň bez redukce)	541	24
	Frekvence čerpadla - 8. řád	541	30
	Spalovací frekvence motoru - 8. řád	541	33
2070	Převodovka - zubová frekvence fz3r1 (1 stupeň redukce)	405	10
	Převodovka - zubová frekvence fz3b1 (1 stupeň bez redukce)	405	19
2085	Převodovka - zubová frekvence fz6b1 (1 stupeň bez redukce)	261	20
2088	Otáčková frekvence motoru - 7,5. řád	261	1
2164	Převodovka - zubová frekvence fz1r1 (1 stupeň redukce)	541	9
	Převodovka - zubová frekvence fz1r2 (2 stupeň redukce)	541	12
	Převodovka - zubová frekvence fz1b1 (1 stupeň bez redukce)	541	18
	Převodovka - zubová frekvence fz1b2 (2 stupeň bez redukce)	541	21
2180	Převodovka - zubová frekvence fz4r3 (3 stupeň redukce)	799	16
2208	Převodovka - zubová frekvence fz4r2 (2 stupeň redukce)	541	14
2211	Zubová frekvence pohonu rozvodů	958	25
2255	Převodovka - zubová frekvence fz6r2 (2 stupeň redukce)	261	15
2272	Převodovka - zubová frekvence fz6b2 (2 stupeň bez redukce)	405	23
2319	Otáčková frekvence motoru - 14. řád	541	7
	Frekvence čerpadla - 7. řád	541	29
2333	Otáčková frekvence motoru - 16. řád	622	8
	Převodovka - zubová frekvence fz6b3 (3 stupeň bez redukce)	622	24
	Frekvence čerpadla - 8. řád	622	30
	Spalovací frekvence motoru - 8. řád	622	33
2339	Převodovka - zubová frekvence fz5r3 (3 stupeň redukce)	405	17
2353	Převodovka - zubová frekvence fz4r1 (1 stupeň redukce)	405	11
2397	Spalovací frekvence motoru - 10. řád	799	34
	Spalovací frekvence motoru - 12. řád	958	35



V požadovaném rozsahu otáček vzniklo velké množství potenciálně nebezpečných frekvencí, které produkuje hnací ústrojí traktoru. Některé budiče hluku a vibrací ovšem nejsou tak dominantní jako jiné, proto je zde potřeba provést další redukci.

V následujícím grafu a tabulce jsou zobrazeny nejvíce dominantní a zároveň nejvíce nebezpečné zdroje hluku a vibrací pro oblast hlavy řidiče. Opět je zde zavedená závislost na otáčkách motoru. Zde byly uvažovány především frekvence od rozboru otáčkové a spalovací frekvence motoru a jejich harmonické řady, vstřikovací frekvence čerpadla, zubová frekvence rozvodového mechanismu a dále některé zubové frekvence převodovky. Dle tab. (14) a výsledků harmonické analýzy tab. (13) byly určeny jako nebezpečné hodnoty pro oblast hlavy řidiče frekvence s hodnotou 405 Hz a 541 Hz, ve kterých může vznikat rezonance. Dále jsou pak nežádoucí frekvence v rozsahu 500 Hz až 1500 Hz, které mají velice nepříjemný hluk. Je ovšem diskutabilní, jaký hluk se dostane do kabiny traktoru.



Obrázek 58: Nebezpečné budící frekvence



Tabulka 16: Potenciálně nejvíce nebezpečné zdroje buzení pro oblast hlavy řidiče

Nebezpečné otáčky [min^{-1}]	Nebezpečné zdroje buzení pro oblast hlavy řidiče	Frekvence [Hz]	Zdroje buzení
2025	Otáčková frekvence motoru - 12. řád	405	1
2025	Frekvence čerpadla - 6. řád	405	16
2025	Spalovací frekvence motoru - 6. řád	405	19
2029	Otáčková frekvence motoru - 16. řád	541	3
2029	Převodovka - zubová frekvence - fz6b3 (3 stupeň bez	541	14
2029	Frekvence čerpadla - 8. řád	541	18
2029	Spalovací frekvence motoru - 8. řád	541	20
2071	Převodovka - zubová frekvence fz3b1 (1 stupeň bez redukce)	541	10
2165	Převodovka - zubová frekvence fz1r1 (1 stupeň redukce)	541	4
2165	Převodovka - zubová frekvence fz1r2 (2 stupeň redukce)	541	5
2165	Převodovka - zubová frekvence fz1b1 (1 stupeň bez redukce)	541	9
2165	Převodovka - zubová frekvence fz1b2 (2 stupeň bez redukce)	541	11
2208	Převodovka - zubová frekvence fz4r2 (2 stupeň redukce)	541	7
2273	Převodovka - zubová frekvence fz6b2 (2 stupeň bez redukce)	405	13
2319	Otáčková frekvence motoru - 14. řád	541	2
2319	Frekvence čerpadla - 7. řád	541	17
Nebezpečné otáčky [min^{-1}]	Nebezpečné zdroje buzení vydávající nepříjemný hluk	Frekvence [Hz]	Zdroje buzení
1154	Zubová frekvence pohonu rozvodů	500 →	15
1250	Spalovací frekvence motoru - 12. řád	500 →	22
1365	Převodovka - zubová frekvence fz4r3 (3 stupeň redukce)	500 →	8
1500	Spalovací frekvence motoru - 10. řád	500 →	21
2245	Převodovka - zubová frekvence fz2r2 (2 stupeň redukce)	500 →	6
2245	Převodovka - zubová frekvence fz2b2 (2 stupeň bez redukce)	500 →	12

Celkem jsem našel 16 zdrojů vibrací a hluku v rozmezí 2000 min^{-1} a 2300 min^{-1} . Ty jsou potenciálně nebezpečné pro oblast hlavy řidiče v traktorové kabině při provozních otáčkách traktoru. Ve druhé části tabulky je pak dodatečně uvedeno dalších 6 zdrojů hluku a vibrací, které se pohybují při daných otáčkách ve vyšších frekvencích jak 500 Hz. Jako zdroje hluku působí tedy velice nepříjemně.

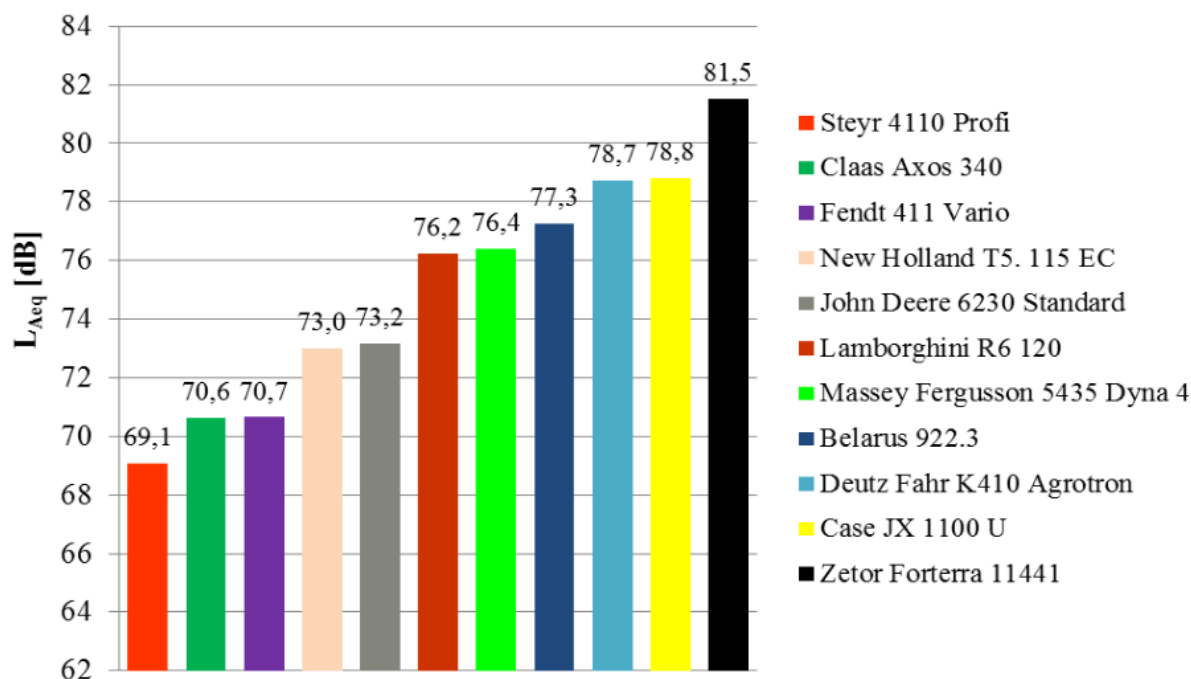
Je zde ovšem nutné podotknout, že tyto výsledky jsou pouze teoretické, jelikož jsem počítal s velmi zjednodušeným modelem traktorové kabiny, v kterém navíc nebylo bráno v potaz tlumení struktury. K snazšímu nalezení problematických zdrojů hluku a vibrací by bylo vhodné provést zkoušku měření hluku a vibrací traktoru podle výše uvedených metod. Pak bychom dostali přehled o tom, jaké frekvence se uvnitř kabiny skutečně vyskytují a následně by se dal omezit a přesněji určit i nebezpečný zdroj hluku.



6 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV

V této kapitole jsou navrženy a popsány jednotlivé konstrukční úpravy vzorového traktoru Zetor Proxima, které slouží ke zlepšení akustických vlastností uvnitř kabiny traktoru, a tedy i ke zvýšení pohodlí a bezpečnosti řidiče traktoru. Jednotlivé navržené úpravy jsou rozděleny do dvou sekcí, které se zabývají aktivními konstrukčními úpravami a pasivními konstrukčními úpravami.

Zetor dnes na trhu s traktory tvoří základ nabídky v tomto odvětví. V odborném anglickém časopisu „Farmers Weekly“ z roku 2003 byly porovnány traktory nižší výkonové kategorie, kde se na posledním místě s nejvyšší hladinou hluku uvnitř kabiny umístil právě traktor značky Zetor. Jistě se od té doby akustika těchto traktorů zlepšila. Ale pro další konstrukční úpravy na snížení hluku jsem se z části inspiroval právě u konkurenčních výrobců traktorů, jako jsou například Deutz Fahr, New Holland, John Deere a další.



Obrázek 59: Porovnání hladiny akustického tlaku v traktoru [37]

6.1 AKTIVNÍ KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

6.1.1 NÁVRH MECHANISMU OMEZUJÍCÍ VIBRACE A HLUK POHONNÉ JEDNOTKY

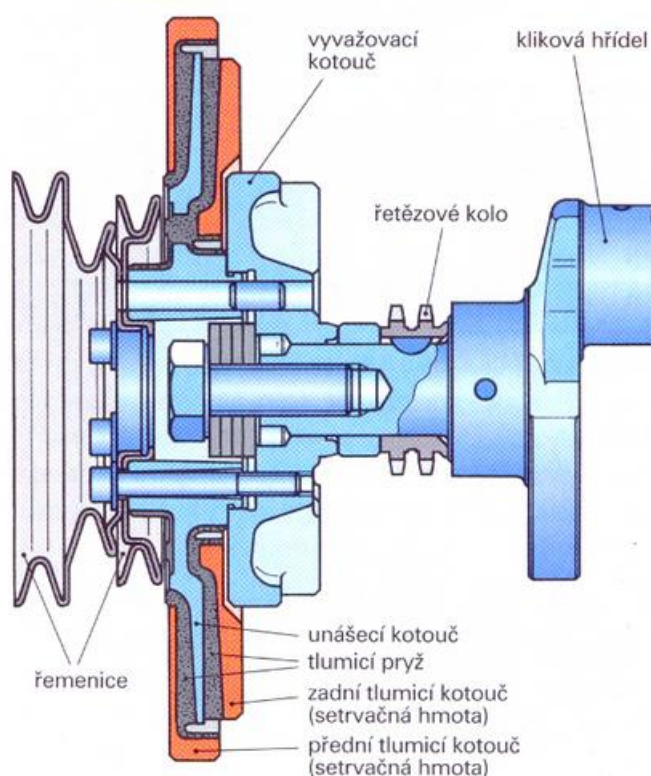
Vibrace se u pohonné jednotky dají omezovat například na klikovém mechanismu, na pohonu vačkového hřídele, na samotném vačkovém hřídeli a na vyvažovací jednotce. Omezovat se dají například použitím tlumiče torzních kmitů, kyvadlovým eliminátorem a dvoumotovým setrvačником. V tomto návrhu jsem se zaměřil na použití tlumiče torzních kmitů a na použití dvoumotového setrvačnika na klikové hřídeli.



Právě klikový hřídel spalovacího motoru je dynamicky velmi namáhaná součást motoru. Kromě proměnného momentového a silového zatížení zde působí i zatížení torzní. Klikový hřídel může být nadměrně namáhán torzními kmity především v oblasti rezonančního kmitání. Dojde-li k rezonanci, nadměrně se zvyšuje opotřebení ložisek a samostatná rezonance má negativní vliv na všechny části motoru a převodů, nevyjímaje vibrace a hluk, které se přesunou do kabiny traktoru [38].

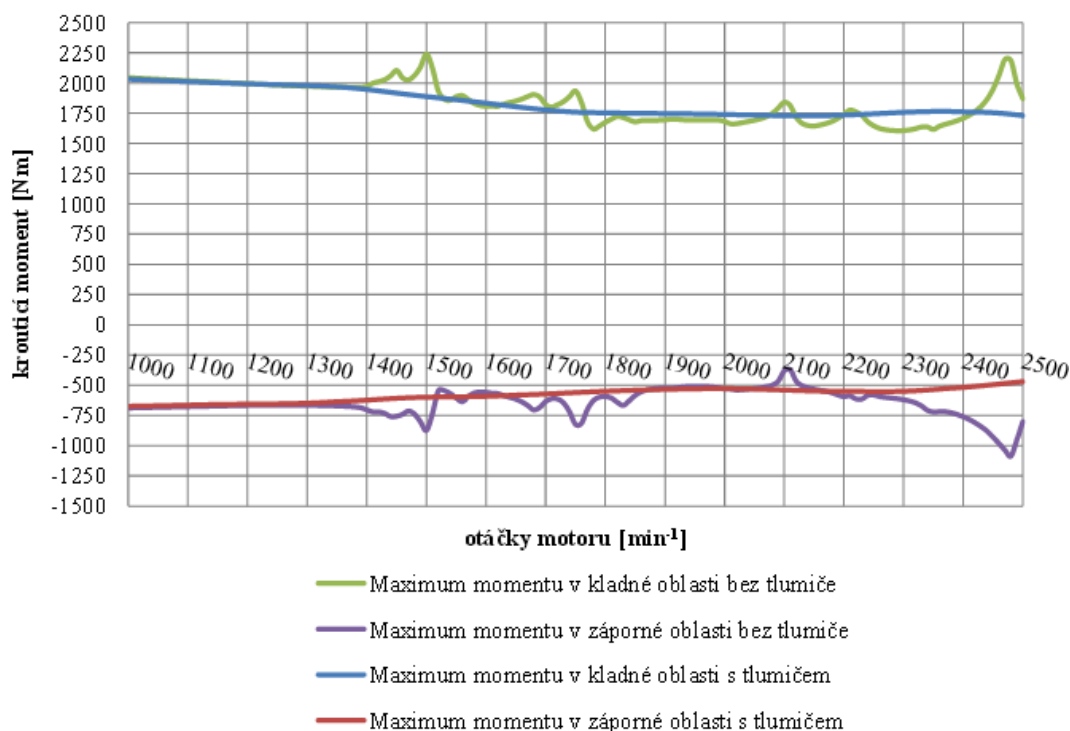
NÁVRH TLUMIČE TORZNÍCH KMITŮ

Tlumič torzních kmitů se používá z důvodu eliminace deformačního kmitání klikového hřídele. Obvykle se umísťuje na opačném konci klikového hřídele oproti setrvačníku. Tlumící setrvačná hmota tohoto tlumiče se spojuje pružně (pryžový tlumič, viskózní tlumič) s hnacím kotoučem, který je pevně spojen s klikovým hřídelem. K výhodám tohoto řešení patří především odolnost a nákladnost. K nevýhodám, které se vztahují na pryžové tlumiče, patří stárnutí pryže a možnosti přehřátí [2], [38].



Obrázek 60: Tlumič torzních kmitů [38]

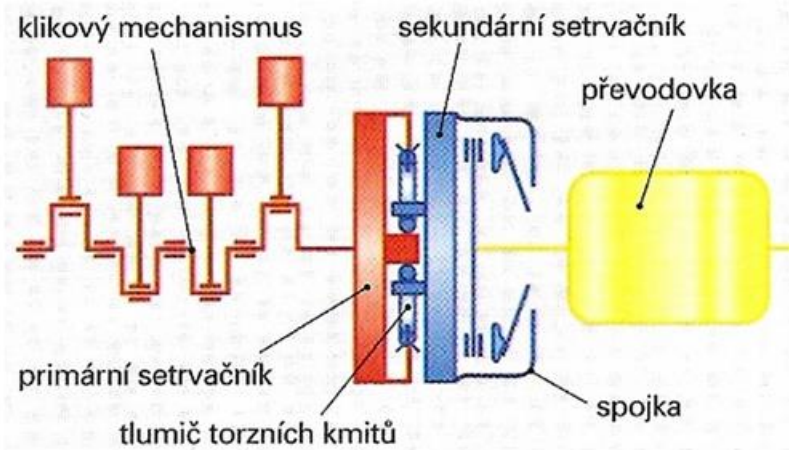
Na následujícím obr. (61) jsou znázorněny průběhy hodnot maximálních periodických momentů na klikovém hřídeli. Na grafu je znázorněna modifikace pro motor od společnosti Zetor. V grafu jsou zaznamenány hodnoty pro klikový hřídel s tlumičem torzních kmitů a pro hřídel bez tlumiče torzních kmitů v závislosti na otáčkách motoru. Je tedy patrné, že dochází k utlumení



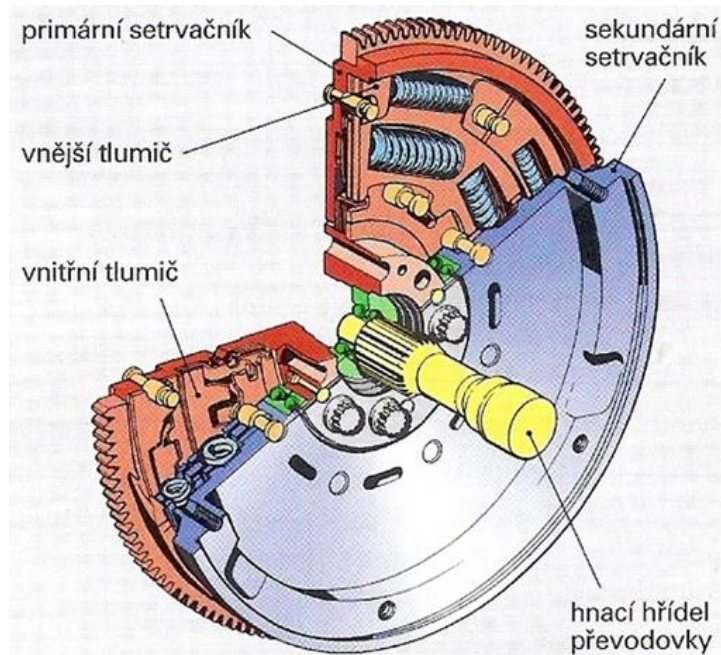
Obrázek 61: Účinek tlumiče na průběhy hodnot maximálních periodických momentů na klikovém hřídeli [38]

NÁVRH DVOUHOTOVÉHO SETRVAČNÍKU

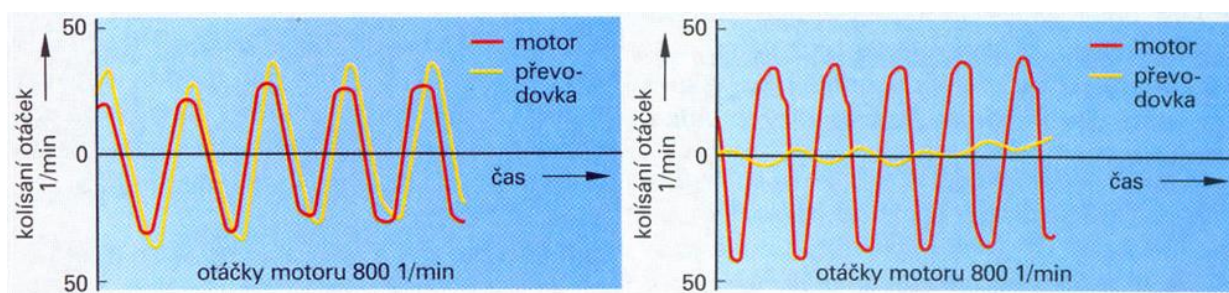
Dvouhmotový setrvačnick se používá k eliminování kmitání klikového hřídele vůči převodovce. Hmotnost dvouhmotového setrvačnicku se dělí na dvě části. Těžší – hlavní část setrvačnicku je s klikovým hřídelem spojena pružně. Tak zvyšuje moment setrvačnosti otáčivých dílů převodovky. Tím pádem svojí energii dvouhmotový setrvačnick k převodovce přenáší rovnoměrně a tlumí torzní kmitání a tím také vznikající hluk a vibrace. Oblast rezonančních otáček se pak přesouvá pod volnoběžné otáčky. Mezi výhody tohoto řešení patří především omezení vibrací v nízkých otáčkách. K nevýhodám se řadí výrobní náklady a životnost mechanismu [38].



Obrázek 62: Funkce tlumiče torzních kmitů [38]



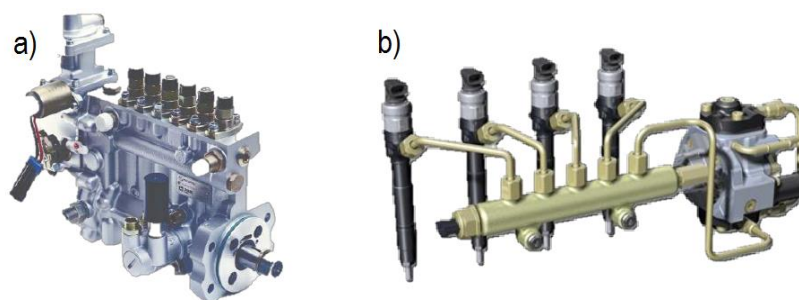
Obrázek 63: Konstrukce dvoumotového setrvačnicku [38]



Obrázek 64: Netlumené a tlumené torzní kmity přenesené na převodovku [38]

6.1.2 NÁHRADA ŘADOVÉHO ČERPADLA ZA ČERPADLO COMMON-RAIL

Vstřikovací čerpadla mají veliký vliv na hluk motoru. Menší vliv pak mají na vibrace pohyblivých částí motoru. V předchozí kapitole je uveden frekvenční rozsah řadového vstřikovacího čerpadla, které Zetor stále používá. Jedná se v podstatě o rozsah od 0 Hz až do 1000 Hz. Na budící frekvence má vliv zejména průběh talku čerpadla, počet válců motoru, nebo počet výstřiků trysky. V této podkapitole se změřím na náhradu řadového čerpadla čerpadlem common-rail. Tyto čerpadla produkují znatelně nižší úroveň hluku.



Obrázek 65: a) Řadové vstřikovací čerpadlo, b) Common-rail čerpadlo [2]



SOUČASNÉ ŘADOVÉ ČERPADLO

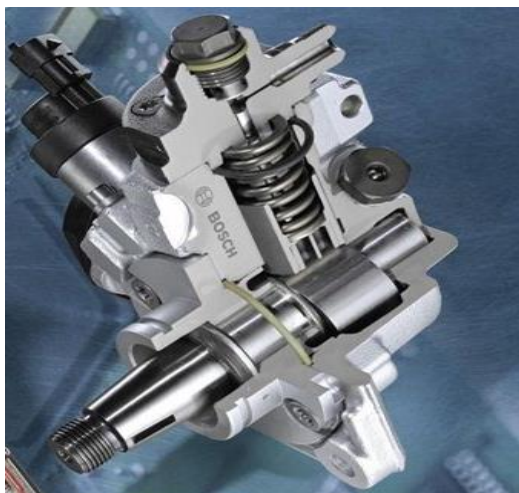
U současně používaného řadového čerpadla má každý válec své samostatné vstříkovací čerpadlo. Tlak, který je toto čerpadlo schopno vyvolat, se přibližuje až 180 MPa. Čerpadlové jednotky jsou umístěny v řadě za sebou. Čerpadlo je schopno upravovat dávku paliva do válce, je ovšem schopno vstříknout do válce palivo pro jeden pracovní cyklus pouze jednou. Tato konstrukce je již zastaralá. Její hlučnost je na dnešní poměry vysoká, vstříkovací tlaky také nedosahují takových hodnot jako u jiných druhů čerpadel a navíc je toto řešení nevhodné i kvůli plnění stále přísnějších emisních norem. Výhodou této konstrukce je její jednoduchost a spolehlivost, menší citlivost na kvalitu nafty a nižší cena. Proto je vhodné tento systém nahradit. Jako ideální alternativa se jeví právě systém common-rail.



Obrázek 66: Řadové čerpadlo [35]

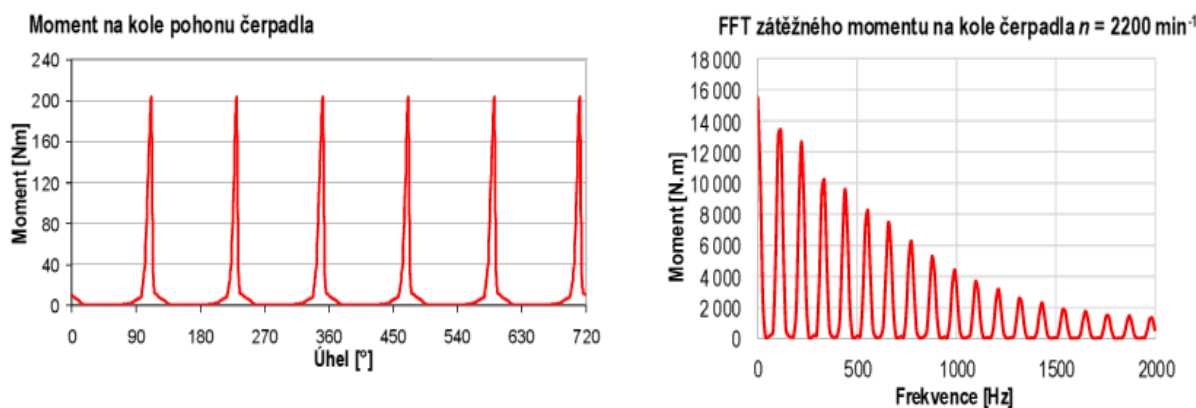
NÁVRH ČERPADLA TYPU COMMON-RAIL

V dnešní době se jedná o nejrozsáhlejší a nejpoužívanější vysokotlaké vstříkování nafty. Má možnost během jednoho pracovního cyklu válce provést až osm vstříků, což pozitivně ovlivňuje hluk, vibrace, spotřebu a emise. U této technologie se také dosahuje vysokých tlaků. Uvádí se, že poslední generace mohou mít vstříkovací tlak až 250 MPa. Princip čerpadla je takový, že se palivo stlačí do vysokotlakého zásobníku, takzvaného railu, který je společný pro všechny vstříkovače. Řídící jednotka pak určí, kdy a kolik paliva se do válce dodá, dle toho pak otevírá vstříkovače. K nevýhodám tohoto systému patří nároky na kvalitu nafty a nižší účinnost vlivem udržování stálého vysokého tlaku v systému.

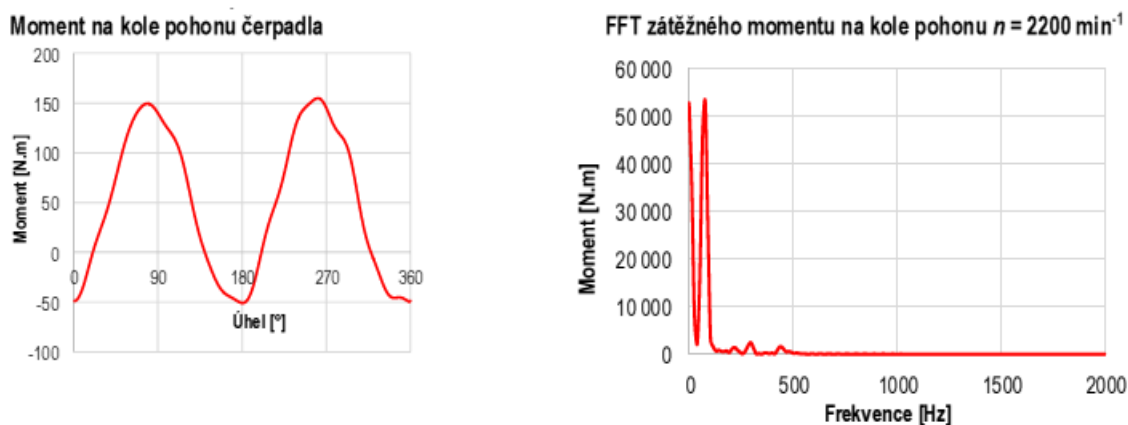


Obrázek 67: Common-rail čerpadlo [40]

Na následujících grafech jsou pro hrubé porovnání zobrazeny grafy obou čerpadel, které zobrazují jejich charakteristiky. Tyto grafy jsou převzaty z výukové prezentace a měřená čerpadla bohužel nejsou měřena na stejném motoru, ale i tak lze zřetelně poznat rozdíly mezi nimi. Na prvním obr. (68) je zobrazena charakteristika řadového čerpadla a na druhém obr. (69) je zobrazena charakteristika lepšího common-rail čerpadla.



Obrázek 68: Řadové čerpadlo [2]

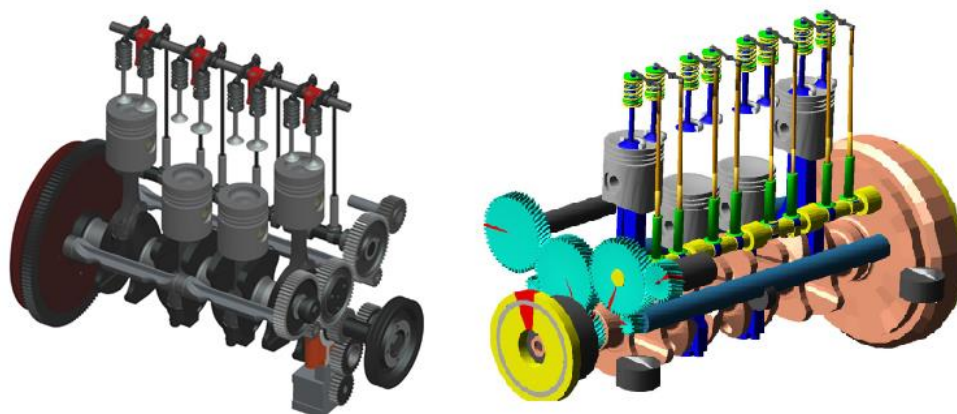


Obrázek 69: Common-rail čerpadlo [2]



6.1.3 VYVÁŽENÍ MOTORU

Motory u zemědělské techniky, tedy i u traktorů, se nevyrobějí s takovou přesností jako motory pro osobní automobily, jelikož mají podstatně nižší provozní otáčky, které se pohybují u vybraného traktoru Zetor Proxima v oblasti 1400 min^{-1} až 2300 min^{-1} . To může znamenat vznik vibrací a hluku od případných nevyvážených částí. Vzniká zde tedy prostor pro zlepšení vyváženosti pohonného ústrojí. Traktory Zetor u svých motorů používají dva vyvažovací hřídele, které jsou vidět na následujícím obr. (70).



Obrázek 70: Vyvažovací hřídele čtyřválcového motoru Zetor [16]

U motorů se vyvažují setrvačné síly rotujících částí, setrvačné síly posuvných částí a momenty setrvačnosti posuvných částí.

6.1.4 NÁVRH SNÍŽENÍ AKUSTICKÝCH EMISÍ SKŘÍNĚ PŘEVODOVKY A BLOKU MOTORU

Tento návrh se zaměřuje na změnu vlastní frekvence skříně převodovky či bloku motoru. Pokud vznikají vlastní frekvence těchto součástí v rozsahu provozních otáček, je zde snaha o posunutí těchto frekvencí mimo provozní otáčky motoru. Děje se tak například zvyšováním či snižováním tuhosti nosných částí motoru a převodovky. Dá se to provést pomocí konstrukce žebër, nebo jinak zesílených míst v konstrukci. Abychom se v provozních otáčkách stroje vyhnuli rezonanci, je také možnost konstrukci odlehčovat či jinak měnit její hmotnost. Například vyšší tuhost konstrukce má vliv na zvýšení vlastní frekvence, nebo naopak zvýšení hmotnosti má za následek snížení vlastní frekvence.

6.1.5 NÁVRH ODPRUŽENÍ KABINY TRAKTORU

Traktory Zetor stále používají nejjednodušší odpružení traktorové kabiny, a to pomocí silentbloků. Proto je zde vytvořen prostor pro navržení sofistikovanějšího odpružení. Míru komfortu při jízdě a hladinu hluku přenášeného na kabinu výrazným způsobem ovlivňuje právě odpružení kabiny.

Do traktorové kabiny jsou strukturou přenášeny vibrace buzené hnacím ústrojím a samostatnou prací traktoru, které silentbloky nejsou schopné dostatečně utlumit. Odpružení kabiny má vliv především na utlumení nižší frekvence a na zvýšeném komfortu při jízdě



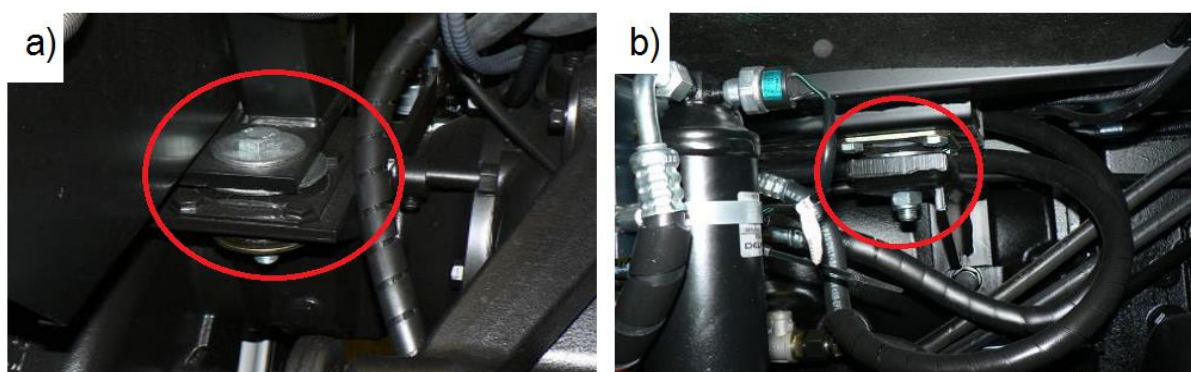
traktoru. Tato konstrukční úprava celkově neřeší vibrace a hluk přenesený do kabiny traktoru ale výrazně zlepšuje pohodlí posádky při práci [41].

Vhodným návrhem by bylo zvolit odpružení mechanické, pneumatické, nebo hydraulické. V návrhu nahrazujeme tedy tlumení pomocí silentbloků, které tvoří základ nabídky.

STÁVAJÍCÍ ODPRUŽENÍ POMOCÍ SILENTBLOKŮ

Přední a zadní část kabiny je uložena pomocí silentbloků. To buď radiálně, či axiálně. Rozdíl je zde ve směru přenášeného zatížení. Radiální blok přenáší zatížení kolmé na osu. Axiální blok přenáší zatížení ve směru osy rotace.

Výhody tohoto řešení jsou - nízká pořizovací cena, malá náročnost na údržbu, snadné, rychlé a levné odstranění poruchy.



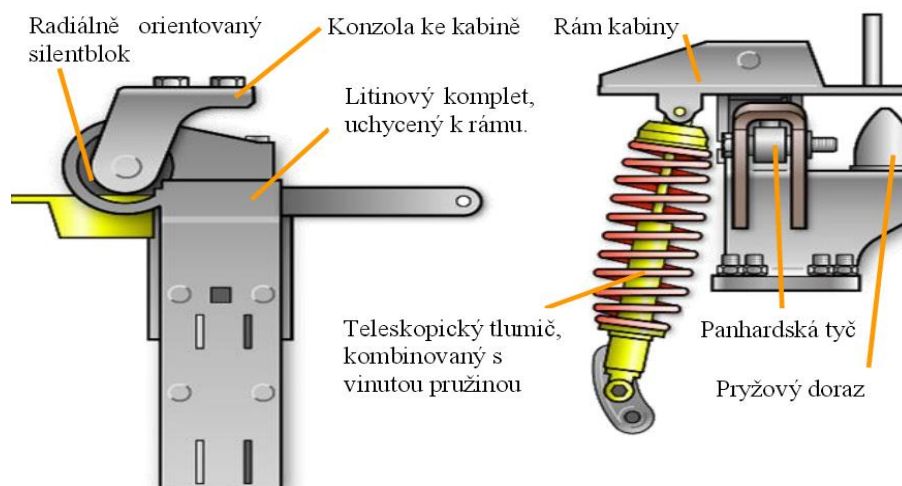
Obrázek 71: a) Zadní, b) přední axiální silentblok, traktor Zetor [41]

NÁVRH MECHANICKÉHO ODPRUŽENÍ TRAKTOROVÉ KABINY

Přední část kabiny je uložena pomocí silentbloků a zadní pomocí teleskopického tlumiče s vedením. Příčný pohyb kabiny omezuje pňhardská tyč.

Konstrukce je velice jednoduchá, další výhodou je cena a zvýšení pohodlí oproti předchozí používané variantě. Nevýhodou pak může být neschopnost automatického vyrovnávání a dosahování stabilního stavu.

Jedná se tedy o jednoduchou a efektivní koncepci odpružení s nízkým počtem dílů. Koncepce eliminuje vibrace a hluk přenášený do kabiny a výrazně zvyšuje pohodlí pro obsluhu. Převzatou koncepci používají například traktory New Holland [41].



Obrázek 72: Uchycení přední a zadní části traktorové kabiny (pohled z boku) [41]

NÁVRH PNEUMATICKÉHO ODPRUŽENÍ

Zde se už jedná o odpružení aktivní, jelikož je odpružení schopné určitým způsobem reagovat na změnu polohy kabiny vůči podvozku traktoru. Je zde potřeba řídicí jednotka a systém senzorů. Vinuté pružiny jsou nahrazeny pneumatickými písty či měchy. Přední uložení kabiny je realizováno opět pomocí silentbloků. Největší výhodou této koncepce je přizpůsobení se kabiny optimálnímu komfortu v jakýchkoliv provozních podmínkách.

Tlumícím prvkem je zde hydraulický tlumič s proměnnou účinností. Pracovní náplň tlumiče je magnetorheologická kapalina. Průchodnost kapaliny pístkem se reguluje elektromagnetickou cívkou na principu elektromagnetické indukce. Pružící prvek je tvořen vzduchovým měchem. Přívod vzduchu se reguluje pomocí centrálního mechanického přepouštěcího ventilu.

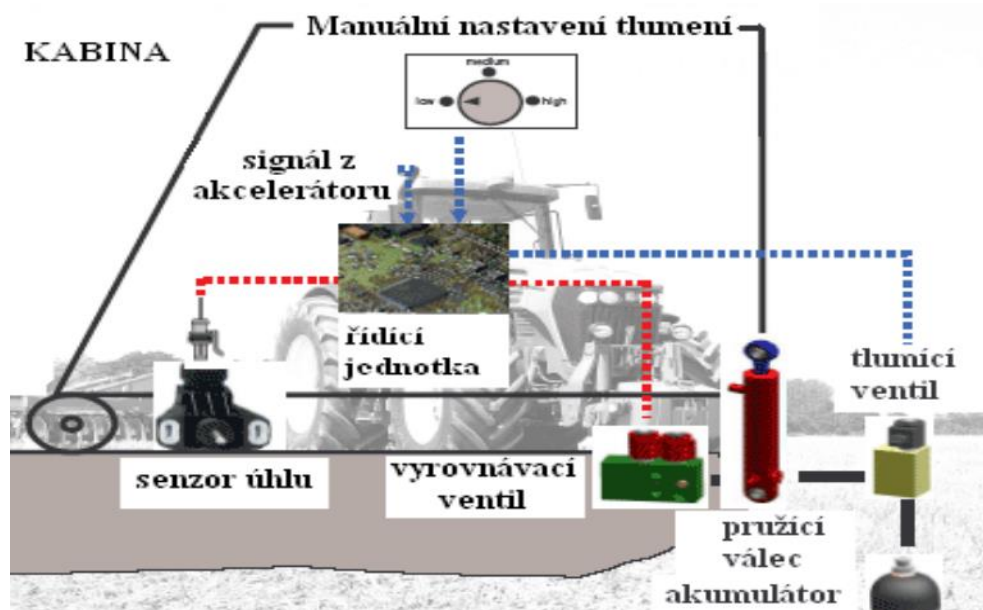
U tohoto odpružení jsem se inspiroval u výrobců traktorů Deutz-Fahr, Same a Lamborghini. Jedná se ještě o důmyslnější systém, který přináší větší pohodlí, než systém mechanického odpružení traktorové kabiny [41].



Obrázek 73: Návrh pneumatického odpružení kabiny traktoru [41]

NÁVRH HYDRAULICKÉHO ODPRUŽENÍ

Tato metoda je dalším krokem ve vývoji aktivního odpružení. Místo pneumatických pístů se zde používají písty hydraulické se zásobovacími bateriemi tlumícího média. Ty dokáží zároveň plnit funkci jak pružení, tak i tlumení. V základním provedení se přední část kabiny ukládá opět na silentbloky. Mezi největší výhody tohoto zařízení je rychlá přizpůsobivost podle daného terénu, v kterém traktor pracuje, a proto dochází k výraznému zvýšení pohodlí [41].



Obrázek 74: Schéma propojení jednotlivých prvků odpružení [41]

VOLBA NEJVHODNĚJŠÍHO ODPRUŽENÍ

Jako nejvhodnější konstrukční úpravu lze zvolit metodu mechanického odpružení. Kombinace bude obsahovat hydraulický tlumič a mechanickou vinutou pružinu. Mezi výhody patří především pořizovací cena, bezúdržbový provoz, popřípadě rychlá oprava mechanismu. Jelikož se jedná o neaktivní odpružení, řadí se mezi nevýhody nižší komfort oproti metodám aktivního odpružení. Z uvedených vlastností ovšem převažují ty kladné. Tento způsob odpružení se jeví jako vhodný k zvýšení komfortu pro obsluhu traktoru [41].

6.1.6 NÁVRH ODPRUŽENÉ PŘEDNÍ NÁPRAVY

Vybraný traktor v současné době používá neodpruženou přední nápravu. Optimální náhradou by pak mohlo být nezávislé odpružení přední nápravy (John Deere, Fendt), nebo konstrukce odpružené přední nápravy (JCB, Case a další)

Stejně jako u návrhu odpružení kabiny traktoru, tato konstrukční úprava celkově neřeší vibrace a hluk, které se přenášejí do kabiny traktoru z hnacího ústrojí. Výrazně ovšem zlepšuje tlumení od rázů na vozovce, a tak tedy zvyšuje i komfort posádky uvnitř traktoru.

Neodpružená náprava se k rámu šroubuje prostřednictvím centrálního čepu. Ten dovoluje otáčení nápravy maximálně o 8° až 1° a tak může náprava kopírovat nerovný terén. Mezi



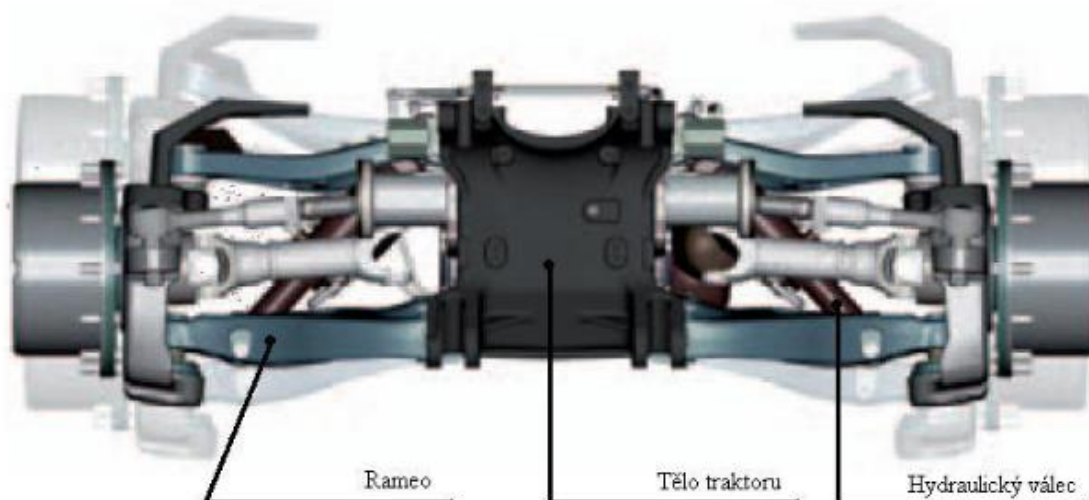
výhody patří cena nápravy, nízká hmotnost a její jednoduchost. Nevýhodou je pak nedostatečný kontakt s podložkou, tudíž i nižší trakční schopnosti traktoru a nižší komfort obsluhy při práci a jízdě v nerovném terénu [42].



Obrázek 75: Přední neodpružená náprava u traktoru Zetor Proxima [42]

NÁVRH NEZÁVISLE ODPRUŽENÉ PŘEDNÍ NÁPRAVY

Tuto konstrukci využívají traktory střední a vyšší třídy. Odpružení zde pracuje nezávisle pro každé kolo zvlášť. Kola se k rámu uchycují pomocí kyvných ramen. Ty fungují jako momentové páky. Hydraulické válce se umísťují na ramena a jsou spojeny s tělem traktoru. Zajišťují jak pružící, tak tlumící funkci. Touto koncepcí se výrazně zlepšil poměr neodpružených a odpružených hmot. To má za následek výrazné zlepšení jízdniho komfortu a jízdniích vlastností traktoru. Tato konstrukce umožňuje přenést větší výkon na podloží a zároveň zvyšuje jízdni komfort a pohodlí pro řidiče traktoru. Dále tato koncepce zvyšuje ovladatelnost při vyšších rychlostech traktoru, například při jízdě po silnici. Mezi výhody se tedy řadí dokonalejší styk s podložím a vysoký jízdni a pracovní komfort. Mezi nevýhody pak velká složitost konstrukce, vyšší cena a možnost vzniku poruch nápravy [42].



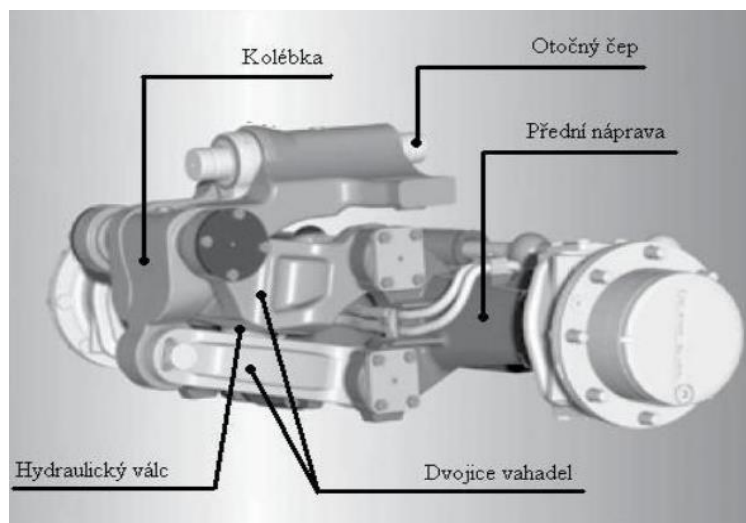
Obrázek 76: Přední nezávisle odpružená náprava [42]



NÁVRH ODPRUŽENÉ PŘEDNÍ NÁPRAVY

Tyto nápravy se používají především u středních a vyšších výkonnostních řad traktorů. Tímto řešením se dá dosáhnout i takových vlastností, jaké má nezávisle odpružená náprava. Ovšem konstrukce pro dosažení takovýchto vlastností by byla velice složitá, proto se používají jednodušší konstrukční varianty, které stále velice zlepšují jízdní komfort oproti nápravě neodpružené a zároveň je jejich konstrukce relativně jednoduchá a levná. Z toho důvodu se tento typ nápravy jeví jako ideální náhrada za nápravu neodpruženou. K výhodám tohoto systému patří lepší ovladatelnost a trakce v důsledku lepšího kontaktu kol s vozovkou. Také zvýšení komfortu jízdy v důsledku lepšího tlumení nerovností. K nevýhodám se pak řadí složitější konstrukce, která může mít složitější opravy.

Nejvíce vhodné řešení odpružené nápravy, které se dá bez větších modifikací použít i na traktor Zetor Proxima, vyrábí firma Dana. Jedná se o paralelogramové zavěšení nápravy. To umožňuje otáčení nápravy v požadovaném směru podle požadované osy bez jakékoliv jiné osy rotace. Náprava se rotačně spojí s takzvanou kolébkou pomocí čtyř ramen. Ramena plní funkci paralelgramu a vedou nápravu požadovanou trajektorií. Hydraulický válec je upevněn ke spodní dvojici ramen. Jeho funkce je tlumící a zároveň pružící. Z druhé strany se válec připojuje k výše zmíněné kolébkce. Válec je pak spojen s hydraulickým akumulátorem. Kolébka se pomocí otočného čepu připevňuje k hlavnímu tělesu traktoru a díky ní je možný výkyvný pohyb nápravy. Čep je ovšem umístěn nad tělem nápravy, a proto je i při otáčení nápravy mimo její tělo. To je důvod, proč se tato náprava neotáčí kolem vlastní osy. Náprava vykonává kolébový pohyb.



Obrázek 77: Odpružená přední náprava (řešení firmy Dana) [42]

6.2 PASIVNÍ KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

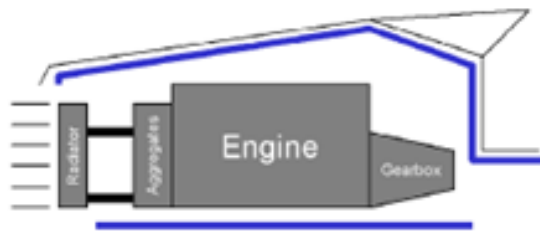
6.2.1 NÁVRH IZOLACE MOTOROVÉHO PROSTORU

Jako vhodné řešení ke snížení akustických emisí šířených vzduchem se dá použít zapouzdření pohonné jednotky. To se provádí ve dvou možných variantách. A to buď jako izolace motorového prostoru, či izolace samotného motoru. Každá z těchto metod má jisté výhody i nevýhody.



Výhodou samostatné izolace motorového prostoru je kompatibilita se současným vývojovým procesem a také to, že je samotné opouzďení vzdálené od zdroje vibrací a tepla. Výzvy, kterým je třeba čelit, při upřednostnění tohoto řešení jsou následující. Musí se minimalizovat prostupy zvuku a musí být navrženo vhodné využití materiálu, jelikož se izolují velké plochy.

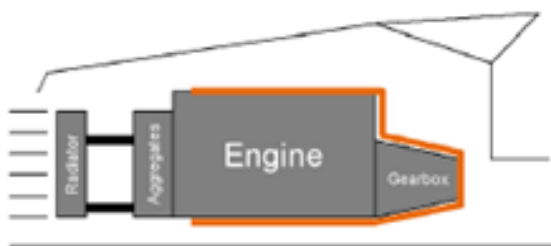
Izolace motorového prostoru



Obrázek 78: Izolace motorového prostoru [2]

Samostatná izolace motoru má ty výhody, že izolujeme pouze malé plochy bezprostředně v okolí motoru. To je zároveň efektivní, jelikož je izolace uložena blíže ke zdroji vibrací a hluku a také tepla. Mezi nevýhody této instalace patří veliké teplo a vibrace v místě umístění izolace, proto se neustále vyvíjí nové a vhodnější materiály. Další nevýhodou je značně složitější geometrie, která má být obalena izolací, oproti izolování celého prostoru.

Izolace motoru



Obrázek 79: Izolace motoru [2]

Jako výhodné se tedy jeví použití izolace motorového prostoru, jelikož je jednoduchá na provedení a účinně tlumí hluk šířící se vzduchem. Vhodný materiál pro zapouzďení pohonné jednotky musí být nehořlavý. Jedná se například o materiály dodávané firmou Dynamat. Tento materiál tlumí vibrace a hluk, a brání tak dalšímu přenášení rušivého hluku z motorového prostoru do kabiny traktoru. U materiálu Dynamat extreme se dle testů uvádí akustický ztrátový činitel (pohltivost) v závislosti na rozsahu teplot -10 °C do $+60\text{ °C}$ dle metody ASTM E76 při vyzařovaných 200 Hz v rozsahu dle následující tabulky.



Tabulka 17: Akustický ztrátový činitel [43]

Akustický ztrátový činitel [dB]	Teplota [°C]	Frekvence buzení [Hz]
0,081	- 10	200
0,240	+ 0	200
0,257	+ 10	200
0,417	+ 20	200
0,259	+ 30	200
0,194	+ 40	200
0,140	+ 50	200
0,094	+ 60	200



SOUHRN

Cílem mé diplomové práce bylo provést analýzu vybraných zdrojů buzení hluku a vibrací a pomocí numerických modelů vyhodnotit odezvu ve vnitřním akustickém prostoru kabiny se zaměřením na hlavu řidiče. V závěrečné části práce bylo úkolem navrhnout a popsat vhodné konstrukční úpravy za účelem snížení hluku v kabině.

Z důvodu jízdního komfortu je problematika šíření zvuku uvnitř kabiny traktoru velice důležitá. Pokud se uvnitř traktorové kabiny nacházejí špatně naladěné módy, pak mohou během jízdy traktoru v určitých místech uvnitř traktoru vlivem buzení vznikat rezonanční frekvence. V případě mé diplomové práce jsem se soustředil na oblast hlavy řidiče traktoru, kde jsem analyzoval možné rezonanční frekvence a maximální hodnoty akustického tlaku v oblasti hlavy řidiče. Tyto frekvence mohou mít na řidiče vozidla velmi nepříznivý vliv a mohou přinášet následná zdravotní rizika. Použitím vhodných úprav se dají frekvence těchto módů nastavovat v určitém rozsahu hodnot, nebo se oblasti s maximálním akustickým tlakem dají přesunout jinam, kde nebudou mít nepříznivý vliv na obsluhu traktoru.

Jelikož se během doby vypracování práce nestihlo udělat experimentální měření hluku uvnitř kabiny traktoru, ze kterého by se daly zjistit přímo nebezpečné módy a posléze najít zdroje buzení, které toto způsobují, řešení se přeneslo na nalezení všech možných zdrojů buzení hluku traktorového vozidla, ke kterým byla dostupná data. V práci je tedy proveden rozbor jednotlivých vybraných zdrojů buzení hluku a vibrací v závislosti na otáčkách motoru a s pomocí modální a harmonické analýzy je proveden teoretický rozbor všech možných nebezpečných otáček motoru, kde mohou vznikat nebezpečné rezonanční frekvence v oblasti hlavy řidiče.

V první a druhé kapitole mé práce jsou teoreticky popsány základní pojmy akustiky jako takové a je zde sepsán stručný teoretický úvod k danému tématu. V druhé kapitole jsou popsány nejvýznamnější zdroje hluku traktoru, kam patří především motor a převodovka a jednotlivé součásti hnacího ústrojí a také zapřažené stroje. Dále jsou zde popsány typické přenosové cesty vibrací a hluku od zdroje buzení do traktorové kabiny a naznačení problematiky akustiky v uzavřených prostorech s vlivem vnitřních struktur prostorů.

Třetí kapitola je také pojata teoreticky. V této kapitole jsou rozebrány a přesněji popsány jednotlivé metody zjišťování vibrací a hluku traktorů. V první části kapitoly jsou popsány metody experimentální. Je zde popsán postup a měřicí technika sloužící k měření akustického tlaku, výkonu a akustické intenzity. Hluk uvnitř traktorové kabiny se měří pomocí dvou mikrofonů, které mají předepsané umístění. Vibrace se zkoumají pomocí senzorů. Zkoušky se provádějí také dvojím způsobem. U zkoušek je traktor umístěn na jedno místo, nebo se pohybuje na předepsané zkušební dráze. První typ jsou zkoušky statické. Hluk je buzen buď otáčkami motoru, nebo všesměrovým zdrojem hluku uvnitř kabiny traktoru. U zkoušek dynamických se traktor pohybuje po dráze a mikrofony snímají hladiny zvuku. Výsledkem jsou pak Campbellovy diagramy, z kterých lze určit množství špatně vyladěných módů, kde mohou vznikat vlastní frekvence. V druhé části kapitoly jsou popsány výpočtové metody sloužící k zjišťování vnitřní akustiky. Nejprve je popsána analytická výpočtová rovnice, s kterou se dají počítat velmi zjednodušené tvary a poté je zde popsána metoda konečných prvků (MKP), což je deterministická metoda.

Ve čtvrté kapitole už jsou realizované jednotlivé výpočty. Tato kapitola je rozdělena do dvou částí. První část kapitoly se věnuje rozboru významných zdrojů buzení uvnitř traktoru. Toto



buzení určilo frekvenční rozsah, ve kterém se traktor pohybuje a ve kterém byly počítány numerické modely. Zahrnuje otáčkovou frekvenci motoru (20 Hz až 620 Hz), spalovací frekvenci motoru (30 Hz až 960 Hz), frekvenci rozvodového ústrojí motoru (20 Hz až 80 Hz) otáčkovou frekvenci komponent rozvodového ústrojí a její zubovou frekvenci (450 Hz až 1000 Hz), vstřikovací frekvenci čerpadla (60 Hz až 613 Hz) a frekvenční rozsah navržené převodovky (10 Hz až 700 Hz). Pro druhou část této kapitoly, kterou jsou numerické modely, byl tedy zvolen frekvenční rozsah od 0 Hz do 1000 Hz. Nejprve byla vytvořena zjednodušená geometrie a přes ni výpočtová síť. U deterministických metod je limitující podmínkou použití minimálně šesti až osmi prvků na vlnu. To při frekvenci 1000 Hz znamená v uvažovaném případě prvek při maximální délce 45 mm. Maximální délka hrany prvku nakonec byla zvolena menší - na 35 mm a síť i výsledky tedy byly přesnější. Pomocí MKP metody byly spočteny dva numerické modely. Modální analýzou bylo zjištěno, že se v traktorové kavitě vyskytuje 407 vlastních frekvencí, vyjma první nulové. Následně byla provedena harmonická analýza, kde bylo zadáno buzení referenční hodnotou $2 \cdot 10^{-5}$ MPa do čtyř míst uložení kabiny. Z harmonické analýzy se vybraly výsledky pro oblast hlavy řidiče, což byl ve vytvořené síti bod 30530. To nám dalo celkem šest nebezpečných frekvencí o hodnotách 261 Hz, 405 Hz, 541 Hz, 622 Hz, 799 Hz, 958 Hz.

V páté kapitole byly vyhodnoceny potenciální nebezpečné výsledky. K vybraným nebezpečným frekvencím se hledaly podobné frekvence od zdrojů buzení a ve výsledcích se uvádí, při jakých otáčkách motoru k těmto potenciálně nebezpečným frekvencím, kde může vznikat rezonance, dojde. Jelikož jmenovité otáčky motoru jsou 2200 min^{-1} , byl uvažován užší okruh provozních otáček v rozmezí 1800 min^{-1} až 2350 min^{-1} . Celkem bylo nalezeno 22 nebezpečných oblastí v tomto otáčkovém spektru. Následně se tyto výsledky porovnávaly ještě s nebezpečnými frekvencemi pro hlavu řidiče z lékařského hlediska. Zde se berou jako nebezpečné frekvence v rozsahu 400 Hz až 600 Hz. V těchto oblastech může docházet k rezonanci lebky. Výsledky se pak omezily na sedm nebezpečných otáček motoru (2025, 2029, 2071, 2165, 2208, 2273, 2319 min^{-1}). Je ale třeba podotknout, že tyto výsledky jsou značně teoretické, jelikož některé zdroje buzení byly navrženy samostatně, protože k použití skutečných součástí nebyla dostupná data. Numerický model byl pro výpočet značně zjednodušen. Zde by bylo nejpřesnější použít přesný model traktoru, což by bylo ovšem velice náročné na výpočetní nároky. A ve výpočtovém modelu nebylo uvažováno tlumení struktury. Přesto si dovoluji tvrdit, že tento model dává ucelený přehled a návod, jak postupovat při návrhu nové kabiny tak, abychom se vyhnuli dodatečným konstrukčním úpravám.

V poslední kapitole jsou popsány právě konstrukční úpravy používané ke změně, nebo posunutí vlastní frekvence uvnitř traktorové kabiny tak, aby především nebyl ohrožován řidič (a to nejen v oblasti hlavy) a aby nedocházelo k nadměrným opotřebením různých částí samotné kabiny. Používané metody se dělí na aktivní a pasivní. Z aktivních metod by bylo u vybraného traktoru Zetor Proxima nejvýhodnější použít přesnější vyvážení motoru, dále pak využít dvoumotový setrvačnick, nebo jiný tlumič torzních kmitů. Náhradou řadového čerpadla čerpadlem common-rail se pak výrazně sníží hluk i vibrace. Další zmiňovanou úpravou byla konstrukce tlumení kabiny, protože traktory Zetor používají do současnosti kabiny uložené na silentblocích. Jako poslední pak byla navržena náhrada neodpružené přední nápravy za nápravu odpruženou. Poslední dvě zmiňované úpravy slouží především ke zvýšení komfortu uvnitř kabiny, než ke snižování vibrací a hluku. K metodám pasivním jsem vybral úpravy týkající se zaizolování motorového prostoru, případně změnu vnitřních materiálů za materiály kvalitnější.



ZÁVĚR

Práce se zabývá analýzou akustiky vnitřního prostoru traktoru pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je analýza budících účinků od jednotlivých zdrojů vibrací a vyhodnocení odezvy ve vnitřním akustickém prostoru kabiny se zaměřením na hlavu řidiče. Je zde předkládán návrh vhodných konstrukčních úprav za účelem snížení hluku v kabině.

Cílem mé diplomové práce bylo sestavit rešerši na problematiku vnitřní akustiky u vozidel. Dále pak vytvořit analýzu budících účinků, ze kterých jsem získal potřebné parametry k vytvoření výpočtových modelů. Následně bylo třeba výsledky z obou částí porovnat, vyhodnotit a určit potenciálně nebezpečné zdroje vibrací a hluku. Posledním cílem mé práce bylo provést návrh konstrukčních úprav traktoru, které mají vliv na zlepšení vnitřní akustiky, a tedy i na pohodlí řidiče.

V teoretické části práce, která zahrnuje první tři kapitoly, jsem se jednoduše, přehledně a logicky snažil popsat základní pojmy akustiky. Poté jsem analyzoval akustické podmínky traktorů, které zahrnují rešerši dominantních zdrojů hluku a vibrací, obsahují popis přenosových cest vibrací a základní teorii o tom, jak se dá vnitřní akustika zkoumat. Do kategorie akustických podmínek traktorů jsem také zařadil teorii, jaké se dají použít konstrukční úpravy na zlepšení vnitřní akustiky. V poslední části práce zabývající se teorií jsem popsal existující metody, které slouží k zjišťování vibrací a hluku uvnitř traktorové kabiny. Do této poslední teoretické části patří zhodnocení metod experimentálních i výpočtových.

V praktické části práce jsem nejprve provedl frekvenční rozbor významných zdrojů hluku a vibrací traktoru v závislosti na otáčkách motoru, kam v podstatě spadá celé hnací ústrojí. Zde byl vyhodnocen frekvenční rozsah, který potom posloužil jako jeden ze vstupních parametrů do výpočtových numerických modelů. Právě tvorba výpočtových modelů byla další částí mé praktické práce. Pro vytvoření výpočtových modelů jsem použil MKP program ANSYS a zde jsem vytvořil modální a harmonickou analýzu kavity traktorové kabiny. Kavita traktorové kabiny byla vytvořena ve 3D programu PTC Creo Pro Engineer.

V následující části práce jsem provedl vyhodnocení výsledků, které jsem získal vytvořením frekvenčních rozborů zdrojů hluku a vibrací a vytvořením a spočtením numerických modelů, kde především výsledky harmonické analýzy byly stěžejní. Výsledky jsem se snažil přehledně a logicky zobrazit ve vytvořených grafech a tabulkách. Celkem jsem našel 22 potenciálně nebezpečných zdrojů vibrací a hluku pro oblast hlavy řidiče (nebezpečné frekvence pro hlavu řidiče jsou uvedeny v teoretické části této kapitoly). Ty se dále rozdělily na 6 zdrojů hluku, které vydávají nepříjemný hluk v pracovním rozsahu otáček, a na 16 zdrojů hluku a vibrací, u kterých potenciálně může dojít ke vzniku rezonance uvnitř traktorové kabiny, a to při sedmi velikostech provozních otáček motoru (2000 min^{-1} až 2300 min^{-1}). Zde je třeba podotknout, že tyto výsledky jsou teoretické, neboť se mohou jen domnívat, které frekvence se skutečně do traktorové kabiny přenesou. Jasnější by bylo, kdyby bylo provedeno praktické měření vnitřního hluku uvnitř traktorové kabiny, které by nám dalo přesnější přehled o tom, jaké rezonance vevnitř skutečně vznikají. Vhodný by byl i detailnější numerický výpočet, který by zahrnoval podrobnější geometrii nebo například i vliv tlumení struktury. Tak by se daly přesněji určit nebezpečné zdroje hluku a vibrací. Byl by zde tedy vytvořen prostor k návrhům, jaké zdroje hluku a vibrací je potřeba konstrukčně upravit.



V poslední části práce jsem uvedl možné konstrukční úpravy, které se dají použít pro zlepšení akustického prostředí traktoru. Vybral jsem hned několik metod. U každé jsem se snažil popsat současný stav a s návrhem metody zhodnotit klady a zápory dané úpravy. Tato část práce byla pojata také především teoreticky. Mezi nejvíce užitečné konstrukční úpravy bych zařadil konstrukční návrh nového čerpadla typu common-rail a použití tlumiče torzních kmitů a dvoumotového setrvačnicku. Tyto konstrukční úpravy jsou ovšem časově náročné na provedení. K rychlému snížení hluku by tedy přispěla aplikace protihlukového materiálu v motorovém prostoru.

Pokračováním práce by mohlo být provedení praktického měření hluku a vibrací na daném traktoru, které by nám dalo jasnější přehled o tom, jaký hluk a vibrace se do kabiny traktoru skutečně přenesou. Popsané a analyzované výsledky by přinesly údaje o přesných hodnotách vibrační hluku uvnitř kabiny traktoru. Tím by se zúžil počet možných budičů hluku, které vyvolávají rezonanci uvnitř kabiny. Ke zpřesnění výsledků by přispělo i použití přesných dat od výrobce traktoru - například složení převodovky (potřebné údaje o používané převodovce nejsou dostupné, proto jsem si jednoduchou převodovku navrhl sám). Jako další možné téma by bylo vhodné zpracovat další – zde neprobrané – zdroje hluku. Mezi nejvýznamnější patří proudění výfukových plynů ve výfukovém potrubí, vývodové hřídele a podobně. Přesto má práce dává ucelený přehled a návod, jak postupovat při návrhu nové kabiny tak, abychom se vyhnuli dodatečným konstrukčním úpravám.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Skripta VUT, Brno: Cerm, 2005. 177 s. ISBN 80-214-3060-5.
- [2] NOVOTNÝ, Pavel. VUT. *Základy problematiky hluku: Vibrace a hluk vozidel, QDZ přednášky*. Brno, 2014. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/lide/pavel-novotny-15379/publikace>.
- [3] *Základy akustiky*. In: *Základní veličiny akustiky* [online]. 2012 [cit. 2015-07-28]. Dostupné z: http://fyzika.fce.vutbr.cz/doc/vyuka_schauer/vybrane_state_z_akustiky.pdf
- [4] JEDELSKÝ, J. *Vyhodnocování dílčích zdrojů hluku a vibrací spalovacího motoru*. Brno: Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně, 2002. ISBN 80-214-2186-X.
- [5] RASCH, F. *Lokalizace hlavních zdrojů hluku spalovacího motoru s využitím akustické emise*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, 76 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [6] Vaňková, M. a kol.: *Hluk, vibrace a ionizující prostředí v životním a pracovním prostředí část I., II., PC-DIR*, Brno 1995
- [7] ŠEVČÍK, M. *Výpočtové modelování deformace napětových stavů čelního soukolí pomocí MKP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 68s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Vrbka, Ph.D.
- [8] VYKOUKAL, R. a kol. *Motorová vozidla jejich technika a provoz*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1964.
- [9] *Hluk & emise* [online]. 2007. Praha: Gingercandy, 2007, 2010 [cit. 2010-03-22] Dostupné z: <http://www.hluk.eps.cz/>.
- [10] Hallyday, D., Resnick, R., Walker, J.: *Fyzika, Vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. 5. vyd. s přihlédnutím k 6. vyd. Brno: VUTIUM, 2000, ISBN 80-214-1869-9.
- [11] Zetor. *Zetor Proxima Power* [online]. 2015 [cit. 2015-08-11]. Dostupné z: http://www.zetor.cz/file/122221/Zetor-rada-PROXIMA_CZ.pdf
- [12] Mišun, V. *Vibrace a hluk*. 1. vyd. Brno: FS VUT v Brně a PC-DIR, s.r.o., 1998. ISBN 80-214-1262-3.
- [13] SCHAUER, Pavel. *Vybrané statě z akustiky. Doplnkové texty*. 2008, (1).
- [14] *Akustika uzavřených priestorov*. POMOTY, Miloš. *Elektronická fakulta Žilinskej Univerzity* [online]. 2012 [cit. 2015-08-27]. Dostupné z: <http://hockicko.uniza.sk/semestralky/prace/105/akustika.html>
- [15] KNOR, Pavel. *Teplotní pole pryžového tlumiče zážehového motoru*. Brno, 2011. VUT. Vedoucí práce Václav Píštěk.



- [16] NOVOTNÝ, Pavel a Václav PIŠTĚK. Crank train fatigue life prediction of tractor engine. *Institute of Automotive Engineering*. 2007.
- [17] Pochopení rezonančních jevů je nezbytné pro správné řešení problémů s vibracemi. *Údržba podniku* [online]. 2014 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: [http://udrbapodniku.cz/index.php?id=47&no_cache=1&tx_ttnews\[tt_news\]=5474&cHash=3729e41248&type=98](http://udrbapodniku.cz/index.php?id=47&no_cache=1&tx_ttnews[tt_news]=5474&cHash=3729e41248&type=98)
- [18] NOVÝ, R. Hluk a chvění České vysoké učení technické, 2000, ISBN 8001022463
- [19] TULIS, J. Protihluková opatření traktorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 30 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [20] HeikoIppen, *Traktortechnik*. Kolín: GmbH, 10-1991
- [21] HUDEC, M. Protihluková opatření traktorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [22] SMETANA, Ctirad, et al. Hluk a vibrace, měření a hodnocení. Praha: Sdělovací technika, 1998. 188 s. ISBN 80-901936-2-5.
- [23] KANÁK, Jiří. Akustika v praxi. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Regionální centrum celoživotního vzdělávání, 2008. 22 s. ISBN 978-80-248-1769-9.
- [24] ZAČAL, Martin. *Analýza hluku uvnitř kabiny letadla VUT 100 COBRA*. Brno, 2007. Diplomová. VUT v Brně. Vedoucí práce Pavel Švancara.
- [25] CARLETTI, Eleanora a Giuseppe MICCOLI. 2014. *VIBROACOUSTIC OPTIMIZATION OF A TRACTOR CAB: ICSV 21* [online]. Beijing/China [cit. 2015-10-20]. Dostupné z: http://www.iiav.org/archives_icsv_last/2014_icsv21/content/papers/papers/full_paper_70_20140325155246694.pdf
- [26] Brüel & Kjær. *Spectris Praha spol. s r. o.* [online]. Praha, 2013 [cit. 2016-04-27]. Dostupné z: <http://mereni-a-analyza-signalu-hluku-a-vibraci.spectris.cz/zdroje-hluku/>
- [27] WEIGL, M. Název: Měření vibrací. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 37s. Vedoucí práce Ing. Martin Musil, Ph.D.
- [28] Akustika: Měření akustického výkonu a lokalizace zdrojů hluku. *Vibration Acoustics laboratory* [online]. Brno: VUT, 2015 [cit. 2015-11-30]. Dostupné z: <http://vibroakustika.uk.fme.vutbr.cz/akustika.html>
- [29] MAZUREK, Ivan. *Analýza hlukové emise*. Brno: VUT, 2014.
- [30] WANG, Xu. *Vehicle noise and vibration refinement*. 1. Oxford: Oxford, 2010. ISBN 978-1-84569-497-5.



- [31] NAŘÍZENÍ KOMISE V PŘENESENÉ PRAVOMOCI (EU) 2015/96. 2014. In: *Zkoušky traktorů* [online]. [cit. 2015-10-20]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=CELEX:32015R0096>
- [32] VOKOUN, Petr. *Analýza tvaru a frekvencí módů vzduchu uzavřeného v kabině automobilu* [online]. Brno, 2009 [cit. 2015-09-14]. Dostupné z: www.vutbr.cz. Diplomová. VUT v Brně. Vedoucí práce Pavel Novotný.
- [33] DINSMORE, Michael. 2012. *Design Tools for Acoustical Materials*
- [34] *Měření vibrací automobilových převodovek: THE MEASURING OF VIBRATION ON PERSONAL CARS GEARBOX* [online]. 6 [cit. 2016-02-15]. Dostupné z: <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2004/casti04-To-Prevodovky.pdf>
- [35] TICHÝ, Ondřej. *Řadová vstříkovací čerpadla*: VUT Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Brno, 2016.
- [36] *Decibelové veličiny v akustice, kmitočtová pásma* [online]. In: Zlín, s. 15 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: http://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_03.pdf
- [37] OPEKAR, Jiří. *Porovnání hlučnosti traktorů uvnitř kabiny a v okolním prostředí*. České Budějovice, 2015. Bakalářská. Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích. Vedoucí práce Petr Bartoš.
- [38] Gscheidle, R. *Příručka pro automechanika*. Praha: SOBOTÁLES, 2001. ISBN 80-85920-76-X.
- [39] BŮŽEK, V. *Viskózní tlumič torzních kmitů čtyřválcového vznětového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 49s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
- [40] ČERVENKA, Filip. *Common-rail: VUT Ústav automobilního a dopravního inženýrství*. VUT. Brno, 2016.
- [41] PROKOP, A. *Odpružení kabiny traktoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 80s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Kollhammer, Ph.D..
- [42] VODRADA, T. *Odpružení přední hnané nápravy traktoru lehké řady*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 70 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D..
- [43] *Dynamat. MAT servis* [online]. 2015 [cit. 2016-04-29]. Dostupné z: <http://www.dynamat.cz/produkty/dynamat-xtreme/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	hodnota porovnávaná
A_{ref}	[-]	hodnota referenční
B	[-]	matice tlumení
c	[m.s ⁻¹]	rychlost zvuku
c_L	[m.s ⁻¹]	rychlost šíření akustických vln pro vlnění podélné
c_v	[m.s ⁻¹]	rychlost šíření vlnění
E	[J]	akustická energie
f	[Hz]	frekvence
F	[N]	síla
F	[-]	vektor zatížení
f_f	[Hz]	konečná frekvence
$f_{k,l,m}$	[Hz]	vlastní frekvence prostoru
f_n	[Hz]	otáčková frekvence motoru
$f_{nč}$	[Hz]	otáčková frekvence čerpadla
$f_{R1,2}$	[Hz]	otáčková frekvence hnacího a hnaného hřídele
f_{r1-8}	[Hz]	vstřikovací frekvence čerpadla a její harmonické řady
f_s	[Hz]	startovací frekvence
f_{spal}	[Hz]	spalovací frekvence motoru
f_{vst}	[Hz]	vstřikovací frekvence
f_{z12}	[Hz]	zubová frekvence spolu zabírajících kol
$f_{z1-3b1-7}$	[Hz]	zubová frekvence převodovky bez redukce
$f_{z1-3r1-7}$	[Hz]	zubová frekvence převodovky s redukcí
f_{z1-7}	[Hz]	zubová frekvence kol v kontaktu
H	[dB]	hladina
i	[-]	převodový poměr
I	[W.m ⁻²]	intenzita zvuku
I_0	[W.m ⁻²]	referenční hodnota akustické intenzity
I_2	[W.m ⁻²]	intenzita zvuku odražené vlny



K	[-]	matice tuhosti
k	[-]	pořadí
$K_A(f)$	[-]	korekční součinitel váhového filtru
k, l, m	[-]	pořadová čísla příslušných harmonických složek
L_I	[dB]	hladina akustické intenzity
l_{MAX}	[m]	maximální délka elementu
L_p	[dB]	hladina akustického tlaku
L_W	[dB]	hladina akustického výkonu
l_x, l_y, l_z	[m]	rozměry kvádrového prostoru
M	[-]	matice hmotnosti
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
N	[W.m ²]	měrný akustický výkon
P	[W]	akustický výkon
p	[Pa]	akustický tlak
P_0	[W]	referenční hodnota akustického výkonu
p_0	[Pa]	amplituda akustického tlaku, referenční hodnota akustického tlaku
P_a	[W]	pohlčený akustický výkon
p_b	[Pa]	barometrický tlak
p_c	[Pa]	statický tlak
p_{ef}	[Pa]	efektivní hodnota akustického tlaku
p_s	[Pa]	atmosférický tlak
q	[-]	vektor souřadnic
$R_A(f)$	[-]	referenční hodnota váhového filtru
S	[m ²]	plocha
T	[s]	perioda
T	[K]	teplota
t	[s]	čas
t_{SC}	[°C]	teplota vzduchu
u	[m]	vzdálenost jednotlivých uzlů



u	[m]	přemístění částic
v	[m.s ⁻¹]	akustická rychlost
W	[W]	akustický výkon
W_0	[W]	referenční hodnota akustického výkonu
x, y, z	[m]	souřadnice polohy
z	[-]	počet válců motoru
$z_{2,1}$	[-]	počet zubů spolu zabírajících kol
α	[-]	součinitel pohltivosti zvuku
$\{\emptyset\}_i$	[-]	vlastní vektor reprezentující tvar módu i-té vlastní frekvence
κ	[-]	řád harmonické složky
K	[Pa]	modul objemové pružnosti kapaliny
κ_h	[-]	hlavní řád harmonické složky
λ	[m]	vlnová délka
μ	[-]	Poissonova konstanta
∇^2	[-]	Laplaceův diferenciální operátor
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota prostředí
τ	[s]	jednotka času
φ	[-]	fázový posun
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω_i	[Hz]	i-tá vlastní frekvence
ARM		akustická paprsková metoda
CAD		počítačem podporovaná projekce
FFT		rychlá Fourierova transformace
MHP		metoda hraničních prvků
MKP		metoda konečných prvků
MUX		vyhodnocovací jednotka
NAH		holografie blízkého pole
PZ		předzesilovač
SEA		statistická energetická analýza



SM	spalovací motor
SONAH	statistiky optimalizované blízké pole akustické holografie
STSF	prostorové transformace zvukových polí



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Zubové frekvence převodovky u jednotlivých převodů	I
Příloha 2 – Výsledky modální analýzy	II
Příloha 3 – Výsledky harmonické analýzy	III



PŘÍLOHA 1 – ZUBOVÉ FREKVENCE PŘEVODOVKY U JEDNOTLIVÝCH PŘEVODŮ

DRUHÝ RYCHLOSTNÍ PŘEVODOVÝ STUPEŇ – REDUKCE

Provozní otáčky [min^{-1}]	Zubová frekvence v [Hz] pro 2. pracovní převodový stupeň – S redukcí					
	f_{z1}	f_{z3}	f_{z4}	f_{z5}	f_{z6}	f_{z7}
1200	300	267	294	139	50	13
1300	325	289	318	150	55	14
1400	350	312	343	162	59	15
1500	375	334	367	174	63	16
1600	400	356	392	185	67	17
1700	425	379	416	197	72	18
1800	450	401	441	208	76	19
1900	475	423	465	220	80	20
2000	500	445	490	231	84	21
2100	525	468	514	243	88	23
2200	550	490	539	255	93	24
2300	575	512	564	266	97	25



TŘETÍ RYCHLOSTNÍ PŘEVODOVÝ STUPEŇ – REDUKCE

Provozní otáčky [min^{-1}]	Zubová frekvence v [Hz] pro 1. pracovní převodový stupeň – S redukcí					
	f_{z1}	f_{z3}	f_{z4}	f_{z5}	f_{z6}	f_{z7}
1200	0	0	440	208	75	19
1300	0	0	476	225	82	21
1400	0	0	513	242	88	22
1500	0	0	550	260	94	24
1600	0	0	586	277	101	26
1700	0	0	623	294	107	27
1800	0	0	660	311	113	29
1900	0	0	696	329	120	30
2000	0	0	733	346	126	32
2100	0	0	770	363	132	34
2200	0	0	806	381	138	35
2300	0	0	843	398	145	37

PRVNÍ RYCHLOSTNÍ PŘEVODOVÝ STUPEŇ – BEZ REDUKCE

Provozní otáčky [min^{-1}]	Zubová frekvence v [Hz] pro 1. pracovní převodový stupeň – S redukcí					
	f_{z1}	f_{z3}	f_{z4}	f_{z5}	f_{z6}	f_{z7}
1200	300	235	0	0	150	38
1300	325	254	0	0	163	41
1400	350	274	0	0	175	45
1500	375	293	0	0	188	48
1600	400	313	0	0	200	51
1700	425	332	0	0	213	54
1800	450	352	0	0	225	57
1900	475	372	0	0	238	61
2000	500	391	0	0	250	64
2100	525	411	0	0	263	67
2200	550	430	0	0	275	70
2300	575	450	0	0	288	73


DRUHÝ RYCHLOSTNÍ PŘEVODOVÝ STUPEŇ – BEZ REDUKCE

Provozní otáčky [min^{-1}]	Zubová frekvence v [Hz] pro 1. pracovní převodový stupeň – S redukcí					
	f_{z1}	f_{z3}	f_{z4}	f_{z5}	f_{z6}	f_{z7}
1200	300	267	0	0	214	54
1300	325	289	0	0	232	59
1400	350	312	0	0	249	64
1500	375	334	0	0	267	68
1600	400	356	0	0	285	73
1700	425	379	0	0	303	77
1800	450	401	0	0	321	82
1900	475	423	0	0	339	86
2000	500	445	0	0	356	91
2100	525	468	0	0	374	95
2200	550	490	0	0	392	100
2300	575	512	0	0	410	104



PŘÍLOHA 2 – VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]
1	0	41	414	81	544	121	629
2	109	42	416	82	544	122	633
3	113	43	420	83	548	123	636
4	119	44	420	84	549	124	638
5	162	45	428	85	555	125	644
6	164	46	431	86	557	126	644
7	190	47	433	87	558	127	646
8	211	48	439	88	559	128	647
9	218	49	446	89	563	129	647
10	226	50	449	90	564	130	650
11	236	51	453	91	564	131	652
12	246	52	456	92	567	132	652
13	254	53	458	93	568	133	656
14	256	54	460	94	573	134	657
15	261	55	460	95	573	135	660
16	264	56	468	96	574	136	662
17	284	57	471	97	580	137	663
18	284	58	477	98	580	138	663
19	298	59	478	99	584	139	666
20	304	60	481	100	585	140	667
21	312	61	485	101	587	141	670
22	324	62	486	102	590	142	670
23	330	63	489	103	593	143	673
24	338	64	489	104	595	144	674
25	339	65	494	105	597	145	677
26	346	66	494	106	598	146	677
27	347	67	501	107	602	147	680
28	351	68	504	108	603	148	682
29	355	69	509	109	606	149	685
30	362	70	510	110	607	150	686
31	367	71	511	111	608	151	687
32	373	72	513	112	611	152	689
33	376	73	519	113	612	153	691
34	380	74	521	114	618	154	692
35	385	75	523	115	618	155	694
36	388	76	530	116	622	156	696
37	405	77	531	117	624	157	696
38	405	78	532	118	625	158	699
39	409	79	536	119	628	159	700
40	412	80	541	120	628	160	702



Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]
161	703	201	768	241	820	281	870
162	705	202	769	242	821	282	871
163	709	203	770	243	823	283	872
164	709	204	772	244	824	284	874
165	713	205	774	245	826	285	875
166	714	206	776	246	826	286	875
167	715	207	778	247	829	287	876
168	715	208	778	248	829	288	877
169	718	209	779	249	830	289	880
170	719	210	780	250	831	290	882
171	720	211	781	251	832	291	882
172	722	212	782	252	833	292	883
173	726	213	784	253	833	293	884
174	726	214	785	254	836	294	886
175	727	215	789	255	838	295	887
176	729	216	789	256	840	296	887
177	730	217	792	257	842	297	889
178	731	218	793	258	842	298	890
179	734	219	793	259	844	299	891
180	734	220	795	260	846	300	891
181	735	221	796	261	847	301	893
182	739	222	796	262	847	302	896
183	741	223	799	263	848	303	897
184	741	224	799	264	852	304	898
185	742	225	799	265	852	305	898
186	743	226	801	266	852	306	899
187	744	227	801	267	853	307	900
188	745	228	803	268	854	308	901
189	746	229	805	269	856	309	903
190	751	230	805	270	856	310	903
191	751	231	806	271	857	311	904
192	751	232	809	272	857	312	905
193	752	233	810	273	859	313	907
194	755	234	811	274	861	314	907
195	756	235	812	275	863	315	908
196	759	236	814	276	863	316	909
197	760	237	815	277	867	317	909
198	763	238	815	278	868	318	910
199	763	239	816	279	869	319	910
200	764	240	819	280	870	320	913



Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]	Tvar kmitu	Frekvence [Hz]
321	916	361	956	401	994		
322	916	362	957	402	995		
323	916	363	957	403	995		
324	918	364	959	404	997		
325	919	365	959	405	997		
326	919	366	961	406	999		
327	920	367	961	407	999		
328	920	368	961				
329	921	369	962				
330	922	370	964				
331	924	371	965				
332	925	372	966				
333	925	373	968				
334	926	374	968				
335	927	375	971				
336	929	376	971				
337	930	377	972				
338	932	378	972				
339	933	379	973				
340	933	380	973				
341	934	381	974				
342	935	382	975				
343	935	383	975				
344	937	384	977				
345	938	385	977				
346	938	386	978				
347	940	387	979				
348	940	388	980				
349	942	389	981				
350	943	390	982				
351	944	391	985				
352	946	392	985				
353	947	393	987				
354	948	394	987				
355	948	395	989				
356	950	396	989				
357	951	397	990				
358	953	398	991				
359	953	399	992				
360	956	400	993				



PŘÍLOHA 3 – VÝSLEDKY HARMONICKÉ ANALÝZY

Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
0	0	120	1,09E-06	240	1,75E-06	360	2,48E-07
3	2,36E-05	123	7,60E-07	243	1,69E-06	363	1,39E-07
6	5,11E-05	126	5,78E-07	246	2,22E-05	366	3,91E-08
9	5,52E-05	129	4,62E-07	249	8,75E-07	369	5,08E-08
12	1,43E-05	132	3,82E-07	252	4,13E-07	372	3,13E-07
15	7,36E-06	135	3,23E-07	255	9,37E-07	375	1,68E-06
18	4,67E-06	138	2,77E-07	258	2,57E-06	378	1,83E-06
21	3,28E-06	141	2,39E-07	261	9,68E-05	381	8,60E-07
24	2,47E-06	144	2,06E-07	264	1,43E-06	384	6,68E-07
27	1,94E-06	147	1,76E-07	267	8,10E-07	387	6,00E-07
30	1,58E-06	150	1,44E-07	270	6,53E-07	390	6,24E-07
33	1,32E-06	153	1,04E-07	273	6,29E-07	393	6,68E-07
36	1,13E-06	156	3,98E-08	276	7,00E-07	396	7,82E-07
39	9,88E-07	159	1,20E-07	279	9,38E-07	399	1,04E-06
42	8,76E-07	162	2,96E-06	282	1,86E-06	402	1,82E-06
45	7,87E-07	165	6,08E-07	285	8,39E-06	405	1,66E-04
48	7,17E-07	168	3,90E-07	288	1,17E-06	408	9,57E-07
51	6,61E-07	171	3,26E-07	291	6,26E-07	411	6,17E-07
54	6,16E-07	174	2,97E-07	294	4,47E-07	414	6,07E-06
57	5,81E-07	177	2,85E-07	297	3,91E-07	417	6,07E-07
60	5,52E-07	180	2,82E-07	300	4,53E-07	420	1,65E-07
63	5,31E-07	183	2,86E-07	303	1,21E-06	423	5,20E-07
66	5,15E-07	186	2,98E-07	306	1,11E-06	426	3,05E-07
69	5,05E-07	189	3,18E-07	309	8,38E-07	429	1,93E-08
72	5,00E-07	192	3,50E-07	312	6,66E-06	432	1,77E-06
75	5,00E-07	195	3,97E-07	315	9,51E-07	435	7,41E-07
78	5,06E-07	198	4,73E-07	318	5,36E-07	438	9,78E-07
81	5,18E-07	201	6,01E-07	321	4,87E-07	441	1,39E-08
84	5,38E-07	204	8,51E-07	324	2,85E-06	444	4,28E-07
87	5,68E-07	207	1,51E-06	327	3,66E-09	447	2,29E-07
90	6,11E-07	210	7,16E-06	330	9,61E-07	450	1,57E-07
93	6,73E-07	213	2,70E-06	333	5,43E-07	453	1,77E-07
96	7,65E-07	216	1,16E-06	336	5,66E-07	456	8,29E-07
99	9,10E-07	219	9,50E-07	339	1,30E-06	459	2,12E-06
102	1,16E-06	222	7,21E-07	342	7,79E-07	462	3,72E-06
105	1,70E-06	225	6,81E-07	345	4,45E-06	465	9,98E-07
108	4,04E-06	228	7,52E-07	348	1,20E-06	468	1,04E-06
111	6,61E-07	231	1,04E-06	351	4,39E-07	471	1,87E-07
114	1,06E-05	234	2,34E-06	354	1,60E-09	474	2,03E-07
117	1,92E-06	237	6,52E-06	357	5,52E-07	477	1,02E-07



Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]	Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
480	3,87E-07	592	4,80E-07	703	1,76E-05	814	1,06E-06
483	2,11E-07	595	7,60E-07	706	1,04E-05	817	1,24E-06
486	4,28E-07	598	4,80E-05	709	2,25E-06	820	1,56E-06
489	2,76E-07	600	2,50E-05	712	2,06E-06	823	5,95E-07
492	7,12E-07	601	2,01E-06	715	3,81E-06	825	1,18E-06
495	2,44E-06	604	1,96E-06	718	3,05E-06	826	1,77E-06
498	5,58E-07	607	9,14E-06	721	2,23E-06	829	2,28E-06
501	2,13E-06	610	5,82E-07	724	1,80E-07	832	1,45E-05
502	6,21E-07	613	1,17E-06	725	3,27E-07	835	6,94E-07
505	6,53E-08	616	1,03E-06	727	4,73E-07	838	6,63E-07
508	1,72E-08	619	1,27E-06	730	1,45E-07	841	1,62E-06
511	3,76E-06	622	1,28E-04	733	1,73E-10	844	2,03E-07
514	2,34E-06	625	2,01E-06	736	3,72E-07	847	2,04E-06
517	2,60E-07	628	1,26E-06	739	3,56E-06	850	4,59E-07
520	7,29E-08	631	5,44E-07	742	4,92E-06	853	5,18E-08
523	3,45E-07	634	3,26E-07	745	7,55E-07	856	5,02E-06
525	3,14E-07	637	4,09E-06	748	1,43E-06	859	3,72E-06
526	2,84E-07	640	2,65E-06	750	1,79E-06	862	2,96E-06
529	4,48E-07	643	1,85E-06	751	2,15E-06	865	1,04E-06
532	1,67E-06	646	9,52E-07	754	1,56E-06	868	2,75E-06
535	1,85E-07	649	1,42E-07	757	6,01E-07	871	6,41E-07
538	1,58E-06	650	8,39E-07	760	3,54E-05	874	1,06E-05
541	3,01E-04	652	1,54E-06	763	1,73E-06	875	5,91E-06
544	5,76E-08	655	7,27E-07	766	1,20E-06	877	1,26E-06
547	4,24E-07	658	6,76E-06	769	4,07E-06	880	2,80E-07
550	1,48E-06	661	8,96E-07	772	1,24E-06	883	1,03E-06
553	1,46E-06	664	2,09E-06	775	8,21E-08	886	1,81E-07
556	5,09E-06	667	6,26E-07	778	4,01E-06	889	1,85E-05
559	6,19E-06	670	3,51E-06	781	5,38E-07	892	2,24E-06
562	1,48E-06	673	7,94E-08	784	5,27E-07	895	1,26E-06
565	1,75E-06	675	3,02E-07	787	2,51E-07	898	3,01E-06
568	1,51E-06	676	5,25E-07	790	4,66E-07	900	2,40E-06
571	2,99E-07	679	7,72E-07	793	3,36E-06	901	1,78E-06
574	1,79E-06	682	1,32E-06	796	9,92E-07	904	3,67E-06
575	1,50E-06	685	4,96E-07	799	1,55E-04	907	7,20E-06
577	1,20E-06	688	4,79E-07	800	8,49E-05	910	7,62E-06
580	5,39E-07	691	2,25E-06	802	1,49E-05	913	1,51E-06
583	1,67E-06	694	1,51E-06	805	7,04E-06	916	9,16E-06
586	5,19E-06	697	4,06E-06	808	3,85E-06	919	2,08E-06
589	3,39E-06	700	1,86E-06	811	8,69E-07	922	3,30E-06



Frekvence [Hz]	Tlak [MPa]
925	2,42E-06
928	3,85E-07
931	3,64E-06
934	2,65E-06
937	7,80E-07
940	1,34E-05
943	3,28E-07
946	1,39E-07
949	1,09E-07
952	6,92E-07
950	3,76E-07
955	5,93E-08
958	2,93E-04
961	2,83E-06
964	6,44E-07
967	2,68E-06
970	2,09E-06
973	3,35E-07
975	2,08E-06
976	3,82E-06
979	2,41E-06
982	6,34E-06
985	1,08E-05
988	1,32E-06
991	1,03E-06
994	3,07E-06
997	3,77E-06
1000	3,56E-07