



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PEVNOSTNÍ ANALÝZA SKŘÍNĚ ALTERNÁTORU

STRENGTH ANALYSIS OF ALTERNATOR BODY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR KRATOCHVÍL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Kratochvíl

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Pevnostní analýza skříně alternátoru

v anglickém jazyce:

Strength Analysis of Alternator Body

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte výpočtovou analýzu pevnosti skříně alternátoru na základě dynamického zatížení. Vytvořte vhodné výpočtové modely schopné postihnout danou problematiku. Na základě výsledků pevnostního výpočtu navrhnete vhodné konstrukční úpravy vedoucí ke zvýšení bezpečnosti daných dílů.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše zdrojů vibrací spalovacího motoru
- 2) Rešerše metod pro řešení dynamiky spalovacích motorů
- 3) Tvorba výpočtových modelů
- 4) Pevnostní výpočet
- 5) Zhodnocení výsledků
- 6) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] ANSYS Theory Reference. Release 13. ANSYS Inc., 2012
- [2] PÍŠTĚK, V. Aplikovaná mechanika. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1984
- [3] KUCHAR, P. Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů. Praha, 2007. PHD Thesis. ČZU Praha.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 20.10.2014



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan



ABSTRAKT

V této diplomové práci je teoreticky popsán a následně prakticky proveden pevnostní výpočet skříně alternátoru, která v podmínkách provozu soutěžního vozu přechází často do havarijního stavu. Je zde využito tzv. reverzního inženýrství. Reálná součást je převedena na digitální model a pomocí MKP výpočtu analyzována. Vstupními daty pro MKP výpočet jsou data získaná při experimentálním měření na voze.

KLÍČOVÁ SLOVA

Alternátor, vibrace, akcelerometr, ANSYS, Matlab, harmonická analýza, MKP

ABSTRACT

In this diploma thesis is theoretically described and then practically performed stress analysis of alternator body, which in terms of traffic racing car often passes into disrepair. It is used reverse engineering method. The real part is converted to digital model and analysed using FEM calculation. Incoming data for FEM are obtained by experimental measurement on the car.

KEYWORDS

Alternator, vibration, acceleration meter, ANSYS, Matlab, harmonic analysis, FEM



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRATOCHVÍL, P. *Pevnostní analýza skříně alternátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 56 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



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 26. května 2015

.....

Petr Kratochvíl



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu této diplomové práce, doc. Ing. Pavlu Novotnému Ph.D. za cenné rady. Další poděkování patří Ing. Marianu Mosnému za poskytnutí modelů a všech vstupních dat. A na závěr bych chtěl poděkovat všem svým blízkým, kteří mě během studia podporovali. Děkuji.



OBSAH

Úvod	10
1 Popis kmitavého pohybu	11
1.1 Vibrace	11
1.2 Veličiny popisující vibrace	12
1.2.1 Výchylka	12
1.2.2 Rychlost	13
1.2.3 Zrychlení	13
1.3 Budící účinky	14
2 Měření vibrací	15
2.1 Piezoelektrické akcelerometry	15
2.2 Piezorezistivní akcelerometry	15
2.3 Kapacitní akcelerometry	16
3 Analýza signálu	17
3.1 Analýza signálu v časové doméně	17
3.2 Analýza signálu ve frekvenční doméně	18
3.2.1 Fourierova transformace	18
3.2.2 Diskrétní Fourierova transformace	18
3.3 Časově-frekvenční analýza	19
3.3.1 Krátkodobá Fourierova transformace – STFT	20
4 Zdroje vibrací pohonné jednotky	22
4.1 Klikový mechanismus	22
4.1.1 Primární síly	22
4.1.2 Sekundární síly	22
4.2 Ventilový mechanismus	23
4.3 Klopení pístu a pohyb pístních kroužků	23
4.4 Mazací soustava	25
4.5 Chladicí soustava	26
4.6 Převodová ústrojí motoru	26
4.7 Ostatní zdroje vibrací motoru	26
4.8 Předovka	26
5 Řešení vibrací pomocí softwaru	27
5.1 Metoda konečných prvků	27
5.2 Dynamické úlohy	28
5.2.1 Modální analýza	29
5.2.2 Harmonická analýza	31



5.2.3	Tranzientní analýza.....	31
6	Definice problému	33
7	Experimentální měření na vozidle.....	34
7.1	Vyhodnocení signálů	35
8	Tvorba výpočtového modelu	39
8.1	3D Skenování víka alternátoru.....	39
8.2	Úprava sítě STL a tvorba geometrie	40
8.3	Generování sítě	42
8.4	Tvorba sestavy	43
9	Výpočet.....	47
9.1	Aplikace okrajových podmínek	47
10	Vyhodnocení dat.....	49
	Závěr.....	53
	Seznam použitých zkratk a symbolů	56



ÚVOD

Tato práce vznikla na základě zadání veřejně vypsáno ve Škoda Auto a.s., které bylo následující:

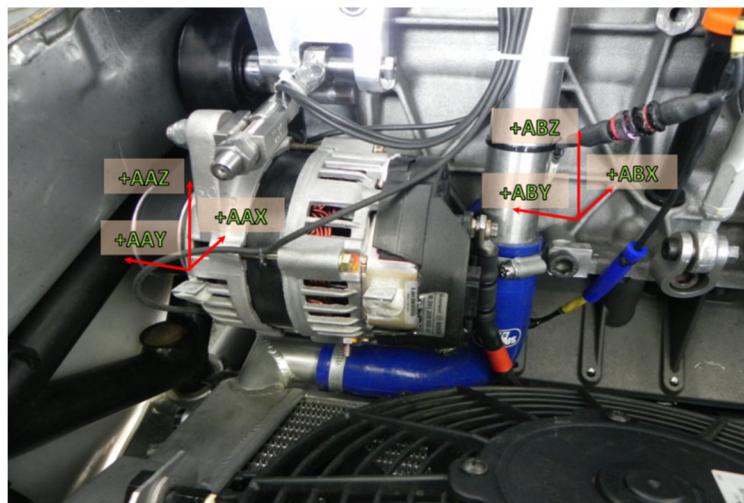
Pevnostní a dynamická analýza skříně alternátoru:

- Pevnostní a dynamické výpočty daného alternátoru v podmínkách provozu soutěžního vozu
- Tvorba CAD modelu
- Definice okrajových podmínek a zatěžovacích stavů
- Výpočty a vyhodnocení (pro danou geometrii, materiál a zatěžovací stavy)

Jde tedy o dynamickou analýzu skříně alternátoru vozu Škoda Super 2000, u které dochází vlivem vibrací spalovacího motoru k porušení a následnému havarijnímu stavu.

Pro lepší přehled o možnostech řešení jednotlivých bodů, obsahuje práce část teoretickou, ve které jsou popsány jednotlivé metodiky a část praktickou, která se týká samotných výpočtů.

V teoretické části, skládající se z kapitol 1 až 5 jsou postupně uvedeny metodiky, jakými je možné zpracovat vstupní data z experimentálního měření na voze. Tato data obsahují údaje z akcelerometrů, které jsou umístěny na bloku motoru, v blízkosti uložení alternátoru, a ze skříně alternátoru, *obr. 1*. Dále obsahuje teoretická část přehled zdrojů vibrací buzených pohonnou jednotkou a typy analýz, které jsou vhodné pro řešení takto namáhané součásti.



Obr. 1 Umístění akcelerometrů

V praktické části obsahující kapitoly 6 až 10 budou data z měření dále zpracována pro získání charakteristik všech kritických stavů, ke kterým dochází při soutěžním provozu pohonné jednotky. Zejména jsou důležité údaje o frekvencích, při kterých dochází k dosažení nejvyšších hodnot zrychlení. Na základě těchto údajů lze později vytvořit simulaci, pomocí MKP programů, která bude schopna zobrazit kritická napětí na skříně alternátoru. Obvykle se tato napětí dále analyzují z hlediska únavy materiálu, kde se posuzuje jejich nebezpečnost vzhledem k mezním stavům. V případě této práce budou cílem pouze výsledná napětí, která přímo ohrožují skříň alternátoru.



1 POPIS KMITAVÉHO POHYBU

1.1 VIBRACE

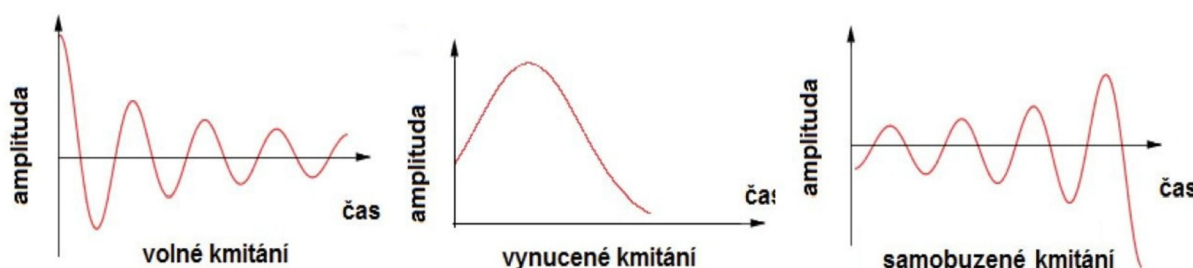
Mechanické vibrace si lze představit jako kmitání mechanické soustavy, které představuje pohyb pružného tělesa nebo prostředí, jehož jednotlivé body kmitají kolem své rovnovážné polohy. Přičemž hodnota výchylky od rovnovážné polohy se pohybuje v určitém intervalu dovolených hodnot. Vibrace je možné popsat amplitudou a fází v daném časovém okamžiku.

Při změně hodnoty určující veličiny kmitání dochází k přeměně energií. Říkáme proto, že mechanické kmitání je dynamický děj. Jestliže nás zajímá časový průběh kmitání určitého tělesa, musíme vyšetřit jeho kinematické poměry. Když nás zajímají příčiny kmitání, musíme vyšetřit rovnici rovnováhy sil a momentů působících na soustavu. Polohu tuhého tělesa, nebo hmotného bodu v prostoru určuje jeho polohový vektor. Jestliže určíme v daném okamžiku amplitudu a fázi tohoto vektoru, jsme schopni popsat i mechanické kmitání. K mechanickému kmitání počítáme i rázy. Při nich jde o střetnutí dvou navzájem se pohybujících těles, přičemž toto střetnutí vyvolá přechodový jev, otřes.

Termín kmitání je ekvivalentní pojmu vibrace (dle ČSN ISO 2041 „Vibrace a rázy – Slovník”).

Charakter kmitání můžeme rozlišovat podle toho, zda jsou závislé jen na vlastnostech samotné kmitavé soustavy nebo také na interakci s okolím. Podle tohoto kritéria dělíme kmity na:

- **Volné** (vlastní) tlumené nebo netlumené, které vznikají počátečním vnějším podnětem v izolovaných soustavách. Jejich charakter závisí pouze na vnitřních silách soustavy. Počáteční energii získávají volné (vlastní) kmity počátečním vnějším podnětem.
- **Nucené**, které se realizují pod vlivem trvalých vnějších periodických podnětů – sil, které jsou nezávislé na vlastních kmitech soustavy. Charakter těchto kmitů závisí nejen na vlastnostech kmitající soustavy, ale také na vnějších podnětech. Energií nuceným kmitům dodává vnější podnět – síla.
- **Samobuzené** kmity mají vlastní zdroj energie, z něhož ji odebírají v rytmu vlastních kmitů. Jejich vlastnosti se dají zjistit rozborem pohybové rovnice, což je však mimořádně obtížné, protože jde o nelineární diferenciální rovnici, jejíž tvar je případ od případu jiný. Vlastnosti samobuzených kmitů lze určit z fázového obrazu ve fázové rovině s využitím zobecněných souřadnic, popř. z energetické bilance.



Obr. 2 Kmitání soustavy



1.2 VELIČINY POPISUJÍCÍ VIBRACE

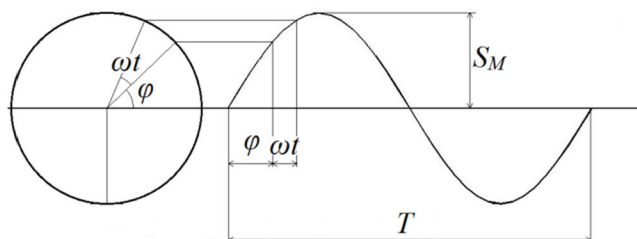
Jedním z prvních a nejzákladnějších parametrů kmitání je frekvence kmitání. Frekvence udává počet kmitů, které proběhnou za jednu sekundu. Frekvence je označována symbolem f (Hz). Společně s frekvencí je zaváděna perioda kmitavého pohybu T [s]. Ta udává dobu, za kterou se uskuteční jeden úplný kmit. Je tedy převrácenou hodnotou frekvence, dle vztahu:

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

Při sledování pohybu hmotného bodu v čase můžeme v určitém časovém okamžiku zaznamenat jeho výchylku z rovnovážné polohy, rychlost kmitání nebo zrychlení tohoto pohybu. Dalšími určujícími veličinami vibrací jsou tedy výchylka, rychlost a zrychlení. Pro názorný popis těchto veličin budeme předpokládat pravidelnou periodickou funkci.

1.2.1 VÝCHYLKA

Výchylka určuje míru změny vzdálenosti hmotného bodu vzhledem k referenční poloze. U pravidelného periodického vychýlení objektu z referenční polohy můžeme kmitání popsat pomocí průběhu sinusové funkce *obr.3*.



Obr. 3 Grafické znázornění výchylky sinusové funkce

Kde:

S_M je amplituda výchylky,

ω je úhlový kmitočet,

t je čas

φ je fázový posuv.

Výchylka s [m] z nulové polohy dosáhne své maximální hodnoty s_{max} a vrací se přes klidovou polohu do své záporné maximální výchylky. Tímto způsobem osciluje kolem své rovnovážné polohy. Výchylka je dána nejen velikostí, ale je určena i směrem. Značíme-li běžící čas t [s], kmitočet f [Hz], dobu kmitu (perioda) T [s] a úhlová frekvence ω [s^{-1}] jsou tyto veličiny vzájemně vázány vztahy:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2)$$

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (3)$$

$$s = s_{MAX} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (4)$$



výraz $(\omega t + \varphi)$ se nazývá fáze harmonicky proměnné veličiny.

1.2.2 RYCHLOST

Rychlost je definována jako změna výchylky v závislosti na čase. Popisujeme jí jednotkou $[ms^{-1}]$. Závislost mezi výchylkou (polohou) a rychlostí popisují následující vztah:

$$v = \frac{ds}{dt} = \omega \cdot s_{MAX} \cdot \sin(\omega t + \varphi) = v_{MAX} \cdot \cos(\omega t + \varphi), \quad (5)$$

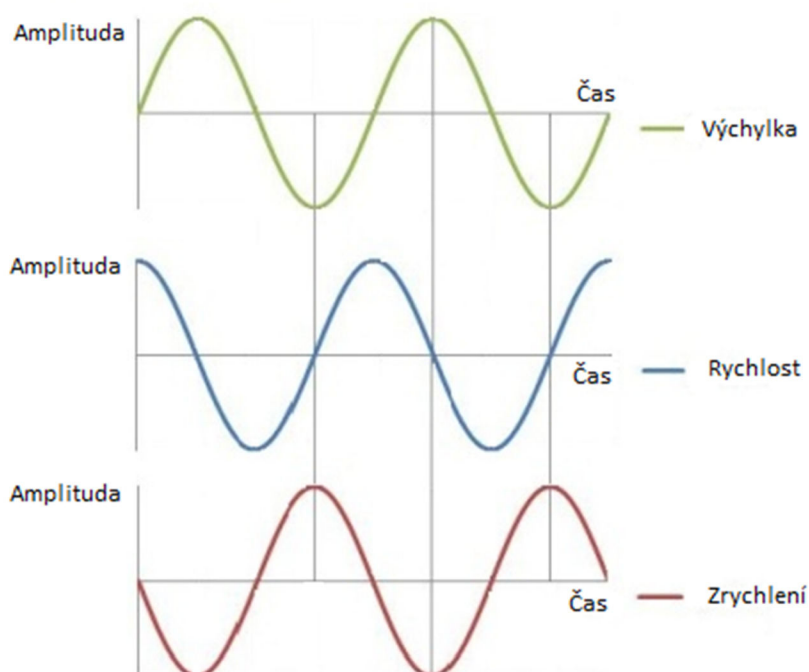
1.2.3 ZRYCHLENÍ

Zrychlení je definováno jako změna rychlosti v závislosti na čase. Měří se pomocí akcelerometru, který obvykle obsahuje jeden nebo více piezoelektrických krystalů a hmotné těleso. Je-li piezoelektrický krystal deformován, vzniká elektrický signál úměrný zrychlení. Rychlost i zrychlení je udáno velikostí a směrem.

Okamžité zrychlení je dáno časovou změnou rychlosti, a odvozeně druhou derivací okamžité výchylky podle času, tedy:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} = -\omega \cdot v_{MAX} \cdot \sin(\omega t + \varphi) = -\omega^2 \cdot s_{MAX} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \\ = a_{MAX} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (6)$$

Obr.4 ilustruje fázový posun mezi výchylkou, rychlostí a zrychlením periodického kmitavého pohybu.

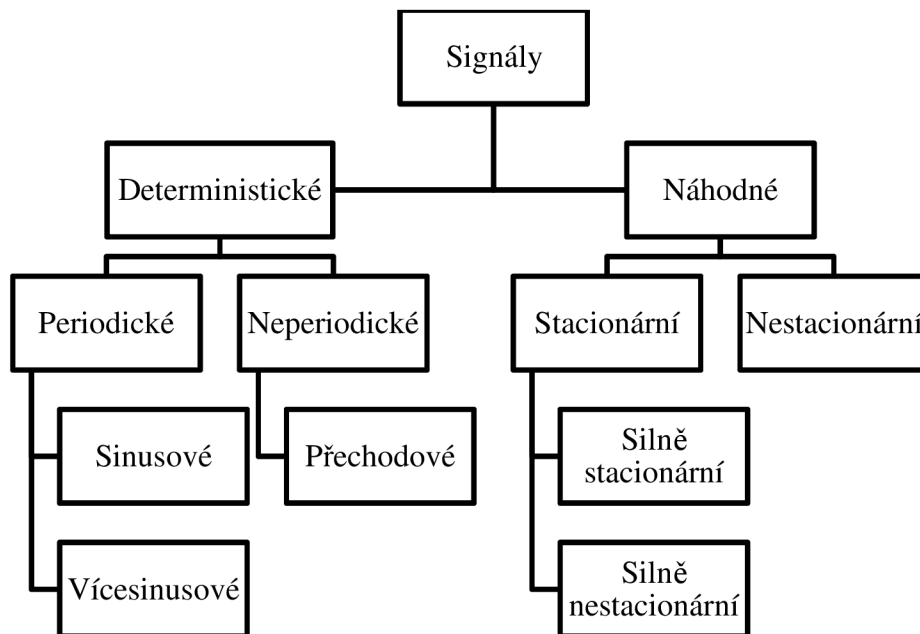


Obr. 4 Fázová posun



1.3 BUDÍCÍ ÚČINKY

Jak už bylo uvedeno v kapitole 1.1, vibrace mohou být způsobeny volným, nuceným, nebo samobuzeným kmitáním. Zaměříme se nyní na buzení nucené. Toto buzení je vyvoláno vnějšími silami (momenty), které popisují určité budící signály. Tyto signály můžeme rozdělit dle následujícího schématu:



Obr. 5 Rozdělení signálů budících sil



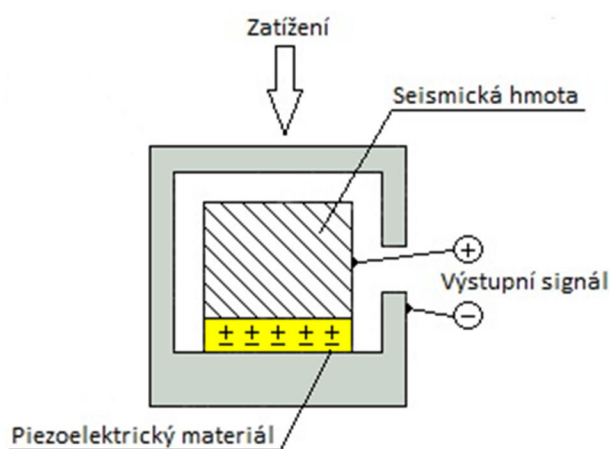
2 MĚŘENÍ VIBRACÍ

Pro posouzení mechanického kmitání se v dřívějších dobách využívaly jednoduché optické přístroje měřící většinou výchylku mechanického kmitání, případně jen sluch a hmat zkušeného technika, který na základě zkušeností rozhodl a bezpečnosti či nebezpečnosti následků mechanického kmitání. V současné době už tyto způsoby posuzování mechanického kmitání nemohou stačit, zejména při konstruování rychloběžných strojů s maximálně odlehčenými konstrukčními prvky. Proto byly zavedeny moderní metody měření mechanického kmitání, které jsou schopny plně pokrýt všechny potřeby měření a zkoušení rychloběžných strojů.

Nejpoužívanějším způsobem měření mechanického kmitání je v současnosti měření pomocí malých piezoelektrických snímačů. Tyto snímače mají oproti měřenému objektu zanedbatelnou hmotnost, a tím minimálně neovlivňují chování měřeného objektu.

2.1 PIEZOELEKTRICKÉ AKCELEROMETRY

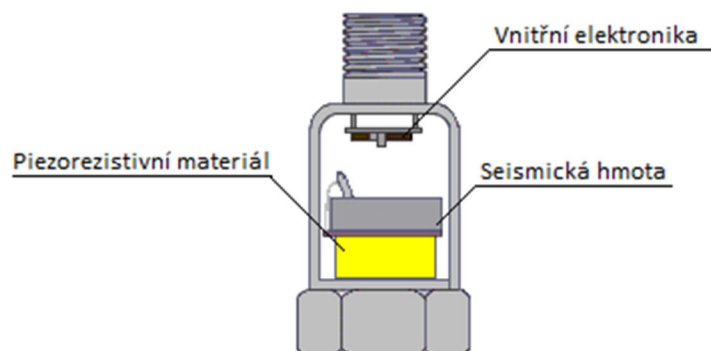
Tyto akcelerometry patří k nejpoužívanějším. Jsou založeny na principu piezoelektrického jevu. Tedy využívají piezoelektrický materiál, který generuje náboj úměrný mechanickému namáhání vzniklé působící akcelerací. Výhodou těchto snímačů je, že nepotřebují vnější napájecí zdroj.



Obr. 6 Blokové schéma piezoelektrického akcelerometru

2.2 PIEZOREZISTIVNÍ AKCELEROMETRY

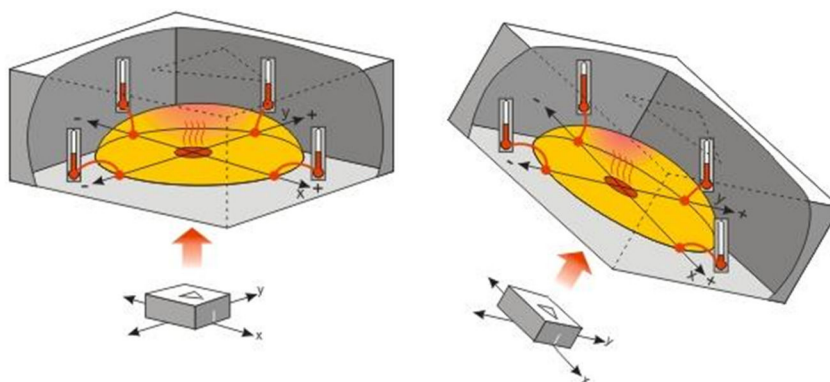
Tento akcelerometr využívá piezorezistivní materiál místo piezoelektrického krystalu a jeho prostřednictvím převádí sílu vzniklou urychlovanou hmotou na změnu odporu. Výhodou těchto akcelerometrů je, že mohou měřit i stálou (neměnnou) akceleraci, tj. frekvenci změn od 0 Hz.



Obr. 7 Schéma piezorezistivního akcelerometru

2.3 KAPACITNÍ AKCELEROMETRY

Kapacitní akcelerometry využívají přenos tepla v plynu a snímání rozložení teploty v okolí zdroje tepla. Topné tělísko zahřívá okolní vzduch ve vzduchovém zásobníku na konstantní teplotu. Rozložení teploty v závislosti na vzdálenosti od topného tělíska se měří teplotními snímači. Celá tato soustava je implementována ve vyleptaném příkopě křemíkového substrátu. Celý senzor, včetně vyhodnocovací elektroniky, je plně integrován na jednom CMOS chipu senzoru, v jednom celku.



Obr. 8 Princip činnosti kapacitního akcelerometru [14]



3 ANALÝZA SIGNÁLU

Mechanické kmitání zpravidla obsahuje větší počet složek, které se současně objevují na mnoha frekvencích. Nelze tedy na základě pozorování jen časového průběhu stanovit počet, ani frekvenci jeho jednotlivých složek. Časový průběh kmitání je tedy výhodné transformovat do frekvenční oblasti, tj. vibrace nahradit posloupností jeho frekvenčních složek. Vhodnou představu o účelnosti frekvenční analýzy získáme, když si uvědomíme rozdíl mezi informací obsaženou v časovém signálu a frekvenčním spektru. Zatímco časový signál obsahuje pouze informaci o tom, kdy daný jev nastal, frekvenční spektrum obsahuje informaci o tom, jak často se tentýž jev objevuje ve sledovaném signálu.

3.1 ANALÝZA SIGNÁLU V ČASOVÉ DOMÉNĚ

V technické praxi se při analýze signálu v časové doméně používají pro popis amplitudy následující metodiky, které přímo popisují nebezpečnost vibrací, *tab.1.*

Tab. 1 Popis amplitudy v časové doméně

Vrcholová hodnota (Peak level, X_{peak})	Maximální hodnota amplitudy, je vhodná pro popis mechanických rázů, neobsahuje však informace o časovém průběhu.
Maximální rozkmit (peak to peak, $X_{\text{peak to peak}}$)	Dvojnásobná hodnota amplitudy, je vhodná pro posouzení maximálního mechanického namáhání, např. vůlí.
Střední hodnota (Average Level, X_{average}) $X_{\text{Ave}} = \frac{1}{T} \int_0^T x dt$	Tato hodnota popisuje časový průběh vibrací, má omezený význam, protože nepopisuje žádné důležité fyzikální procesy.
Efektivní hodnota (Root Mean Square, X_{RMS}) $X_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$	Tato hodnota se v praxi často užívá. Obsahuje informace o časovém průběhu vibrací a je v přímém vztahu k energetickému obsahu měřených vibrací.
Crest Factor $F_c = \frac{X_{\text{peak}}}{X_{\text{RMS}}}$	Tato hodnota popisuje poměr mezi vrcholovou a efektivní hodnotou. Pro harmonické kmitání (sinusový průběh) je Crest Factor roven odmocnině z 2. Pro náhodné signály Crest Factor roste v souvislosti s opotřebením, pittingem, lomy, trhlinami aj. což se v diagnostice s výhodou využívá.



3.2 ANALÝZA SIGNÁLU VE FREKVENČNÍ DOMÉNĚ

Na rozdíl od časového popisu kmitání, můžeme pomocí frekvenční analýzy získat cennější informace jak o zdrojích mechanického kmitání, tak o vlastnostech mechanických soustav, na které toto kmitání působí.

Rozklad periodické funkce se spojitým časem na kombinaci harmonických signálů se může provést pomocí Fourierovy (nekonečné) řady [7]. Pro obecné neperiodické funkce se používá Fourierova transformace.

$$f_t = X_0 + X_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + X_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) + \dots + X_n \sin(n\omega t + \varphi_n) \quad (7)$$

3.2.1 FOURIEROVA TRANSFORMACE

Rozklad obecného signálu na harmonické složky, lze tedy provést pomocí Fourierovy transformace. Pro spojitou funkci je definována vztahem [8]. A pro zpětnou transformaci platí vztah [9].

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-j\omega t} dt \quad (8)$$

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) \cdot e^{j\omega t} d\omega \quad (9)$$

kde funkce úhlové frekvence $X(\omega)$ má význam signálu, který je transformován do frekvenční oblasti. Pro přímou transformaci časové funkce je podmínkou absolutní integrovatelnost funkce a také, aby $x(t)$ byla po částech spojitá s konečným počtem bodů nespojitosti. Absolutní integrovatelnost znamená existenci integrálu [10].

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)| dt \quad (10)$$

3.2.2 DISKRÉTNÍ FOURIEROVA TRANSFORMACE

Pokud pracujeme se signálem diskrétním, používáme diskrétní Fourierovu transformaci (Discrete Fourier Transform – DFT). Pro přímou transformaci diskrétního signálu $x[n]$ s počtem N vzorků, využíváme vztahu [11].

$$X[k] = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x[n] \cdot e^{-\frac{j\pi kn}{N}} \quad (11)$$

a pro zpětnou transformaci vztahu [12]

$$x[n] = \sum_{k=0}^{N-1} X[k] \cdot e^{\frac{j\pi kn}{N}} \quad (12)$$

Kde $x[n]$ je signál v časové oblasti, $X[k]$ posloupnost vzorků, N délka transformace a $n = 0, 1, \dots, N-1$.



3.2.2.1 RYCHLÁ FOURIEROVA TRANSFORMACE

Diskrétní Fourierova transformace vyžaduje velký počet paměťových polí a velký počet matematických operací. Vzhledem k jejímu častému využívání byly vyvíjeny úsporné algoritmy, které by celý výpočet urychlily. Nejpoužívanějším prostředkem, který DFT urychlí, je tzv. rychlá Fourierova transformace (Fast Fourier Transform - FFT).

DFT potřebuje N^2 komplexních násobení a sčítání. FFT tento počet redukuje na $(N/2)\log_2(N)$, pracuje tedy s počtem prvků v mocnině 2, ($N=2^m$).

Míru, s jakou dojde k úspoře výpočtového času použitím FFT, demonstruje *tab. 2*.

Tab. 2 Účinnost FFT oproti DFT

N	DFT	FFT	Účinnost
256	65 536	1 024	64:1
512	262 144	2 304	114:1
1024	1 048 576	5 120	205:1
2048	4 194 304	11 264	372:1

V praktické části této práce bude pro analýzu dat využit program MATLAB od společnosti MathWorks. Proto zde budou popsány jednotlivé funkce právě pro program MATLAB.

Ve zmíněném MATLABU je funkce FFT zahrnuta už v základní konfiguraci a má různé varianty. Všechny varianty obsahují příkaz `fft`, ovšem rozdíl je v jeho syntaxi.

Příkaz `Y = fft(X)` provede diskrétní Fourierovu transformaci vektoru X pomocí FFT algoritmu. Pokud je X matice, vrátí DFT každého sloupce této matice.

Příkaz `Y = fft(X, n)` provede n -bodovou DFT kde n je délka vektoru X . Je-li délka vektoru X menší než n , doplní se X na konci nulami do délky n (tzv. zero-padding). Je-li délka vektoru X větší než n , posloupnost X se na konci zkrátí na délku n (tzv. signal truncation). Je-li X matice, provedou se stejné operace se všemi sloupci této matice.

Příkaz `Y = fft(X, [], dim)` a `Y = fft(X, n, dim)` aplikují FFT na rozměru dim matice.

3.3 ČASOVĚ-FREKVENČNÍ ANALÝZA

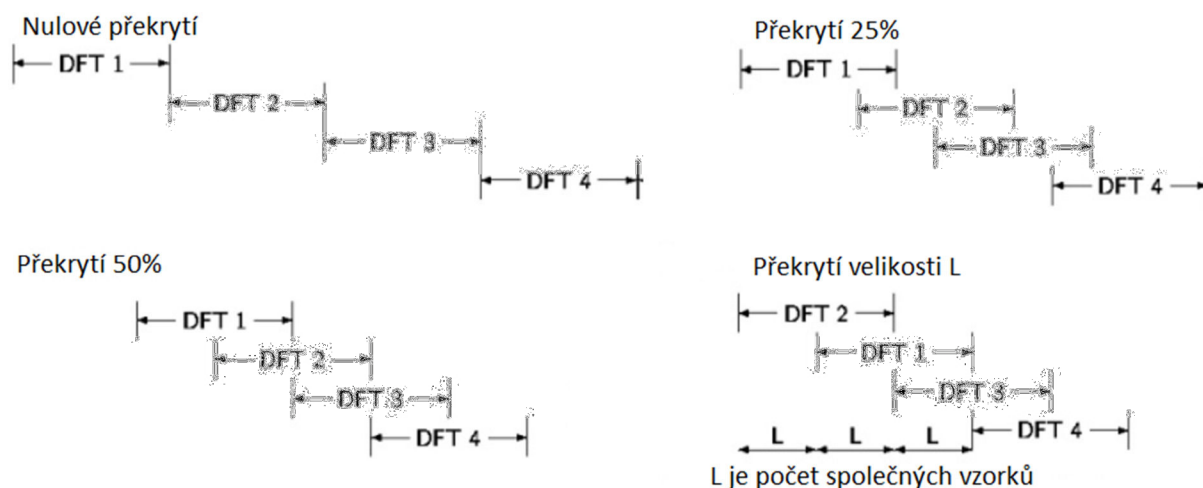
Nyní když známe prostředky pro časovou i frekvenční analýzu, zbývá popsat analýzu, která nám, v případě nestacionárního signálu, poskytne informaci nejenom o tom, jaká frekvence se v signálu vyskytuje, ale i v jakém okamžiku. Tato informace je využívána například při analýze hudby.

Pro časově-frekvenční analýzu se velmi často používá tzv. krátkodobá Fourierova transformace (Short-Time Fourier Transform – STFT).



3.3.1 KRÁTKODOBÁ FOURIEROVA TRANSFORMACE – STFT

Je založena na klasické rychlé Fourierově transformaci, kdy se netransformuje signál v celém svém časovém rozsahu. Ale rozdělí se na menší části tzv. okénka. V těchto okénkách jsou pomocí FFT zjištěna lokální spektra. Aby při zpětném skládání okének nedocházelo ke skokovým změnám frekvencí, využívá se překryvu, *obr. 9*.



Obr. 9 Překrývání okének STFT

Nevýhodou STFT je nemožnost dosažení vysokého rozlišení zároveň v časové i frekvenční doméně. Pokud zvolíme časové okno příliš krátké, získáme vysoké rozlišení v čase, v rámci frekvence se ale dopouštíme velké nepřesnosti a naopak.

STFT je definována vztahem [13].

$$X(\omega, \tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot w(t - \tau) \cdot e^{-j\omega t} dt \quad (13)$$

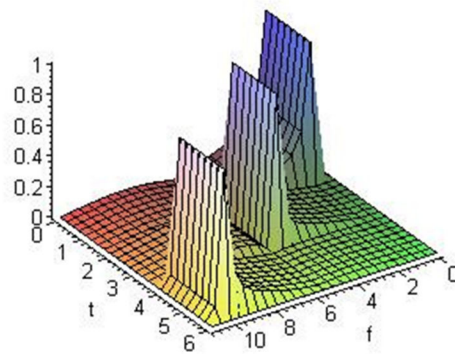
Kde časové okno $w(t-\tau)$ potlačuje hodnoty signálu vně své délky. Získáváme lokální spektra pro jednotlivé hodnoty τ .

Pokud je signál v diskrétní, využíváme vztahu [14].

$$X[k, m] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] \cdot w[n - mN] \cdot e^{-\frac{j2\pi nk}{M}} \quad (14)$$

Kde $k = 0, 1, \dots, M-1$ a $n = 0, 1, \dots, N-1$.

STFT je funkcí dvou proměnných. Proto se pro její grafické znázornění využívá tzv. spektrogram. Ten tvoří osa času a osa frekvence, nad kterými je v barevné stupnici vynesena intenzita sledované veličiny.



Obr. 10 Příklad užití STFT

V MATLABU je zahrnuta také STFT pro výpočet spektrogramu. Opět je syntaxe tohoto příkazu velmi rozmanitá.

Příkaz $Y = \text{spektrogram}(X)$ rozdělí signál X na osm segmentů. Pokud nelze rozložit signál přesně na osm segmentů, dojde k jeho zkrácení. Využívá se tzv. Hammingovo okno délky $nfft$, kde výraz $nfft$ určuje délku použité FFT. V tomto případě $nfft = 256$. Překrytí je stanoveno 50% délky okna.

Příkaz $Y = \text{spektrogram}(X, \text{window})$ definuje délku FFT.

Příkaz $Y = \text{spektrogram}(X, \text{window}, \text{noverlap})$ definuje délku okna a překrývání sekcí.

Příkaz $Y = \text{spektrogram}(X, \text{window}, \text{noverlap}, \text{nfft})$ definuje délku okna, překrývání sekcí a délku výpočtu FFT.



4 ZDROJE VIBRACÍ POHONNÉ JEDNOTKY

Pod pojmem pohonná jednotka si lze představit sestavu skládající se ze spalovacího motoru, spojky, převodového ústrojí a rozvodového ústrojí. Každá z těchto částí je zdrojem vibrací, které negativně ovlivňují jízdní komfort a celkovou výdrž pohonné jednotky.

4.1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Samotný klikový mechanismus je největším zdrojem vibrací spalovacího motoru. V rámci spalovacího cyklu zde vzniká mnoho sil, které nejsou plně vyváženy. Tyto síly vznikají při běžném chodu motoru. Dále se zde mohou objevit vibrace způsobené nepravidelným chodem. Tím je myšleno například vynechávání zapalování nebo klepání motoru.

Klikový mechanismus je tvořen klikovou hřídelí, ojnici, písty a jejich čepy. Působí zde primární síly od tlaku plynů ve válci na dno pístu a sekundární síly dané setrvačnými hmotami celého mechanismu. Z hlediska jednotlivých součástí klikového mechanismu musíme brát zřetel zejména na kmitání klikové hřídele. Kliková hřídel je nejvíce zatěžovaná část spalovacího motoru a vznikají v ní kmitání ohybová, torzní a podélná. Tato kmitání se dále přenáší do bloku motoru přes ložiska.

Dalším zdrojem vibrací je tzv. klepání motoru. K tomuto jevu dochází při detonačním spalování. Detonační spalování vzniká při místním vzplanutí části směsi paliva se vzduchem. Vlivem toho vzplanutí vzniká ráz, který působí na celý klikový mechanismus, ve kterém dojde ke kontaktu styčných ploch, v normálním stavu oddělených olejovou vrstvou. Klepání motoru se projevuje jako silný zdroj hluku.

4.1.1 PRIMÁRNÍ SÍLY

Primárními silami rozumíme síly, které vznikají při působení spalovacího tlaku na dno pístu, a můžeme je stanovit podle jednoduchého vztahu:

$$F_p = S_p \cdot (p - p_0) \quad (15)$$

Tyto síly dále působí na celý klikový mechanismus a jsou zachycovány uložením klikové hřídele v bloku motoru. V závislosti na konečné tuhosti celé klikové soustavy i bloku motoru je velmi obtížné přesně určit zatížení jednotlivých ložisek. A právě vlivem rozdílných zatížení uložení klikové hřídele dochází k vibracím celého bloku motoru.

4.1.2 SEKUNDÁRNÍ SÍLY

Sekundárními silami rozumíme síly, které vznikají při pohybu jednotlivých částí klikového mechanismu. Pro jejich stanovení musíme znát zrychlení všech pohybujících se částí. Pro ojnici, která koná obecný pohyb, použijeme redukci do dvou hmotných bodů. Po redukci koná jeden z těchto bodů pohyb translační a druhý rotační. Teprve po tomto zjednodušení můžeme počítat setrvačné síly působící na klikový mechanismus.

Pro snížení celkových vibrací vznikajících působením sekundárních sil se používají vyvažovací mechanismy. V podmínkách závodního motoru ale není jejich potřeba tak vysoká



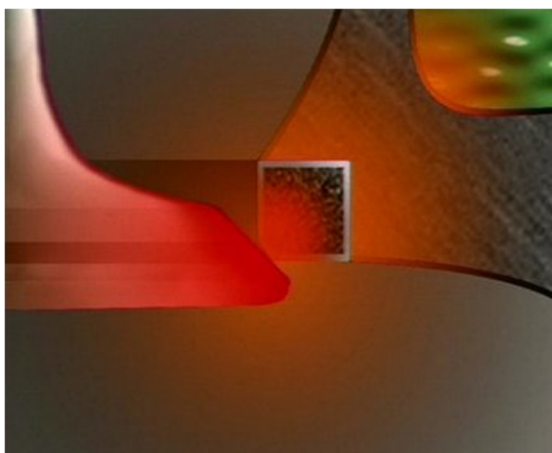
jako u běžných produkčních motorů. Pro běžný motor je důraz na odstranění vibrací zdůvodněn požadavkem na minimální přenos vibrací do karoserie automobilu, a tedy celkový komfort cestujících. Dále je pro závodní motor nevýhodné, aby obsahoval další pohyblivé části, které mají za následek zvýšení třecích ztrát motoru.

4.2 VENTILOVÝ MECHANISMUS

Daný motor obsahuje rozvod DOHC s jednostranně podepřenými vahadly. Jedná se o rozvod, který svojí koncepcí nejvíce minimalizuje třecí ztráty. Vačková hřídel sacích i výfukových ventilů je poháněna ozubeným řemenem v poměru 1:2 od klikové hřídele. Ventilová vůle je vymezována pomocí zdvihátek s hydraulickým vymezováním.

Nejvýznamnějším zdrojem vibrací ventilového mechanismu je kontakt, kdy ventil dosedá do sedla v hlavě válců. Přestože je kinematika ventilového mechanismu optimalizována pro docílení pozvolného kontaktu, dochází v provozním režimu ke vzniku rázů při dosednutí, případně i k odskakování ventilu.

Vznik rázů při kontaktu ventilu a sedla lze ovlivnit jak kinematikou vačkové hřídele, tak i celkovou přesností výroby.



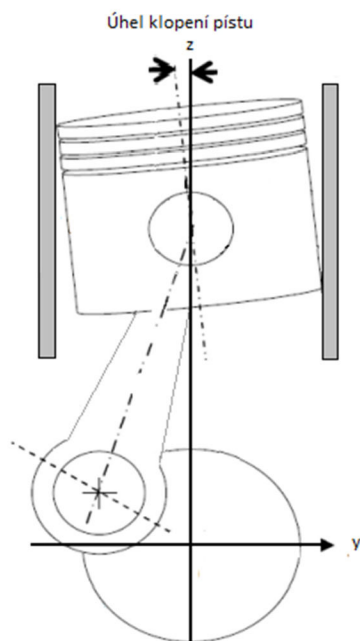
Obr. 11 Detail kontaktu ventilu a sedla ventilu [13]

4.3 KLOPENÍ PÍSTU A POHYB PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

Na píst spalovacího motoru působí během spalovacího cyklu mnoho sil, ať už se jedná o sílu od tlaku plynů, setrvačné síly nebo o síly třecí. Všechny tyto síly mají časově proměnný charakter. K nejvíce změnám zatěžujících sil dochází v momentu, kdy je píst v oblasti horní a dolní úvrati. A právě tyto změny sil mají za následek klopení pístu ve vložce válců kolem osy pístního čepu. Tím dochází k posuvu v radiálním směru a kontaktu pístu s vložkou válců, neboť mezi vložkou válce a pístem je vždy mírná vůle. Tento kontakt je v rámci klopení pístu nejvýznamnějším zdrojem vibrací a má charakter rázu. Intenzita tohoto rázu je závislá především na velikosti setrvačných sil a sil od tlaku plynů. V případě setrvačných sil se intenzita zvětšuje s druhou mocninou otáček klikové hřídele.

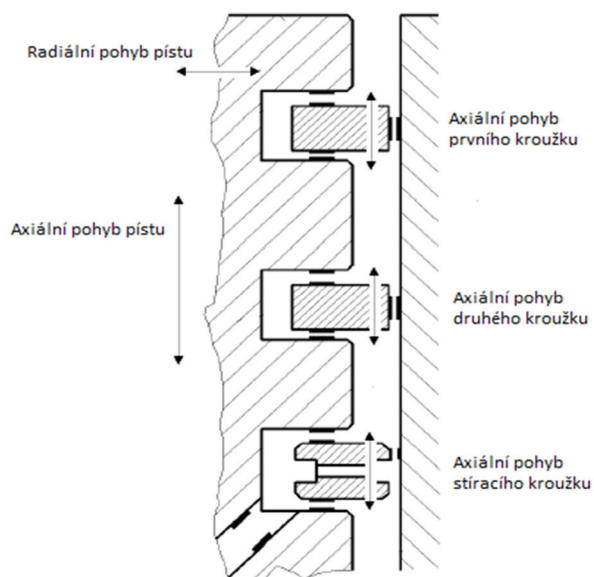


V případě konvenčního motoru vozu Škoda S2000, dochází ke klopení vždy dvou pístů zároveň, neboť je kliková hřídel uspořádána konvenčním způsobem s přesazením ojnicích čepů o 180° .



Obr. 12 Klopení pístu

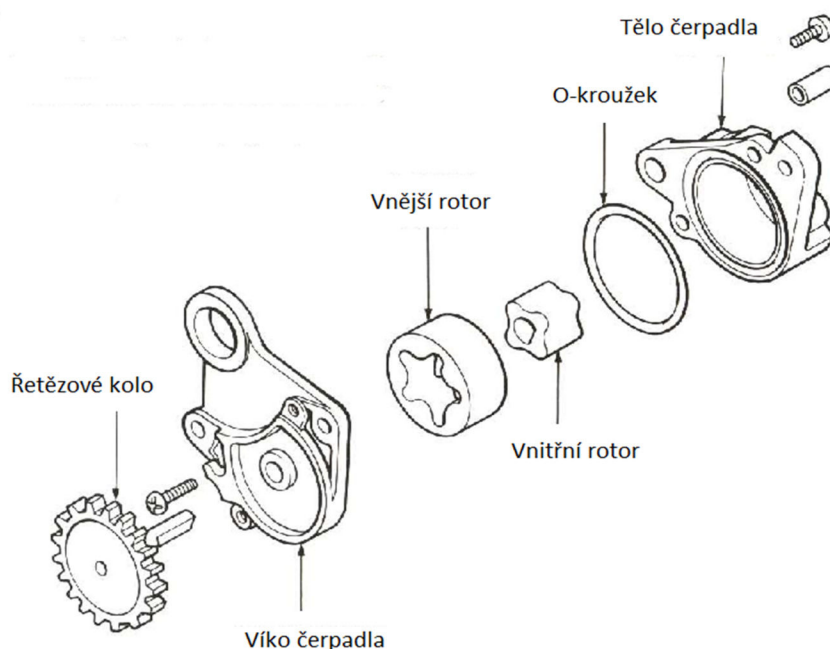
Dalším zdrojem vibrací může být i relativní pohyb pístních kroužků vůči pístu v ose válců. Jak je známo, pístní kroužky jsou v pístu uloženy s mírnou vůlí. Vůle umožňuje kroužku pohyb, díky kterému může kroužek přilnout k vložce válců i když mezi nimi dojde k relativnímu pohybu v radiálním směru i axiálním směru. Zároveň na tuto vůli kladen požadavek těsnosti aby nedocházelo k profukování spalovacího tlaku do klikového ústrojí. A právě tato vůle způsobuje axiální pohyb pístního kroužku a kontakt dosedacích ploch pístu s kroužkem. Tento kontakt má opět charakter rázu.



Obr. 13 Uspořádání pístních kroužků

4.4 MAZACÍ SOUSTAVA

Zdrojem vibrací je u mazací soustavy olejové čerpadlo a jeho náhon. Čerpadlo je zde použito trochoidní (Eatnovo) a je poháněno řetězem od klikové hřídele. Čerpadlo svým účinkem vytváří na svém výstupu budící účinky, které vyvolávají v oleji pulzace přenášející se do ostatních částí motoru. Tyto budící účinky jsou přímo závislé na otáčkách motoru a jsou ovlivněny stavem jednotlivých tvarových ploch čerpadla a viskozitou oleje.



Obr. 14 Sestava trochoidního čerpadla oleje [16]



4.5 CHLADÍCÍ SOUSTAVA

Další vibrace, které vznikají v motoru, jsou vibrace způsobené čerpadlem chladicí kapaliny. Toto čerpadlo je jednostupňové odstředivé a je poháněno ozubeným řemenem společně s vačkovými hřídelemi. Obsahuje pouze jednu osu, na které je umístěna řemenice i oběžné kolo. Vibrace jsou způsobeny kontaktem chladicího média s jednotlivými lopatkami oběžného kola a přes valivá ložiska se dále přenáší do těla čerpadla. Odtud pak dále do celého bloku motoru.

4.6 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ MOTORU

Motor vozu Škoda S2000 obsahuje převody řetězem i ozubeným a drážkovaným řemenem. Z hlediska vzniku vibrací, má z těchto převodů největší podíl převod řetězový. Vibrace v tomto převodu jsou způsobeny kontaktem článku řetězu se zuby řetězových kol. Kontakt článků a zubů má charakter rázu.

U převodu řemenem dochází ke vzniku vibrací při kmitání jednotlivých větví. U ozubeného řemene pro ventilový rozvod vznikají vibrace v důsledku nerovnoměrného otáčení klikové hřídele a proměnného momentu hřídelí vačkových.

4.7 OSTATNÍ ZDROJE VIBRACÍ MOTORU

Dalšími zdroji vibrací, které zde nebyly popsány, mohou být pomocné agregáty motoru. Jejich význam je ve srovnání například s klikovým mechanismem zanedbatelný, ale pro úplnost je vhodné se o nich zmínit.

Mezi pomocné agregáty, které přímo neovlivňují chod motoru, můžeme zařadit například čerpadlo oleje pro posilovač řízení, kompresor klimatizace, ventilátory a alternátor. Podíl těchto pomocných agregátů při vzniku vibrací je možné zjišťovat jejich jednotlivým odpojováním nebo demontáží.

Právě alternátor je předmětem zájmu této práce. U alternátoru jsou zdrojem vibrací elektromagnetické síly, které působí na mezi rotorem a statorem, a dále ložiska, ve kterých je stator uložen.

4.8 PŘEDOVKA

Převodovka je významným zdrojem vibrací, ať už se jedná o vibrace vznikající uvnitř převodové skříně, nebo o vibrace způsobené vnějšími vlivy. Vnějšími vlivy můžeme označit například proměnný krouticí moment na poloosách při prokluzu hnaných kol, který se promítá do uložení motoru i převodovky.

Na vzniku vibrací uvnitř převodové skříně se největší měrou podílí zejména samotné ozubení a valivá ložiska. Na celkové úrovni vibrací uvnitř převodové skříně se také výrazně podílí přesnost výroby a samotné uložení ozubených kol a valivých ložisek.



5 ŘEŠENÍ VIBRACÍ POMOCÍ SOFTWARE

5.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

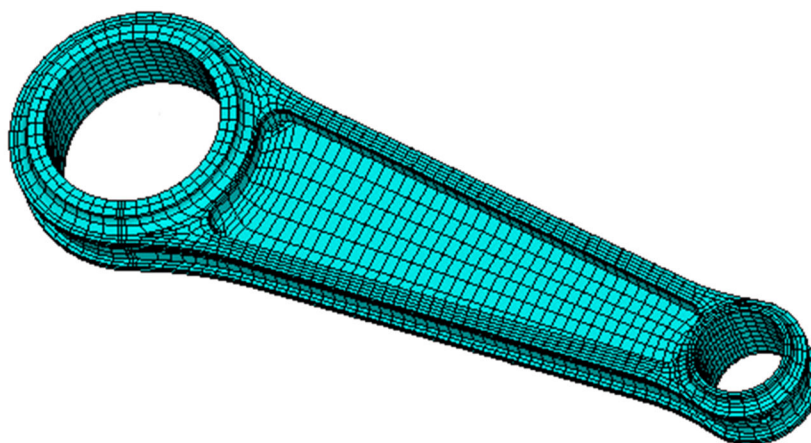
Metoda konečných prvků (MKP) je nejužívanější způsob numerické simulace fyzikálního chování systémů a struktur. Ve většině případů se při výpočtech můžeme spolehnout pouze na analytické řešení, které spolehlivě předvídá toto chování. Při optimalizaci součástí s klasickým analytickým řešením nevystačíme, a proto se využívají výpočty numerické, které svojí přesností mnohem lépe popisují fyzikální chování systémů a struktur.

Přestože byla MKP vyvinuta primárně pro pevnostní analýzy v rámci klasické mechaniky, využívá se dnes také například pro simulaci přenosu tepla, proudění tekutin a elektromagnetismu.

Jak naznačuje název, tato metoda využívá rozdělení struktury na elementy konečných rozměrů, na rozdíl od analytických metod, které vychází z nekonečně malých elementů. Při rozdělení struktury na konečný počet elementů je pro každý element určena jeho velikost, tvar a počet uzlů, kterými je napojen na sousední elementy. Řešení problému pomocí MKP sestává ze tří hlavních částí. Těmi jsou preprocessing, processing a postprocessing.

První část, preprocessing, zahrnuje tvorbu modelu, jeho rozklad na konečný počet prvků, dále stanovení materiálových charakteristik a zadání okrajových podmínek. Definujeme tedy vstupy. Jelikož je většina MKP programů pro samotnou tvorbu modelu nevhodná, vychází se z modelů z různých CAD programů. Tyto modely jsou rozděleny na jasně definované prvky (elementy), které jsou číslovány a spojeny v uzlech. Hovoříme o tzv. síťování. Vzájemným rozložením a velikostí elementů výrazně ovlivňujeme přesnost výpočtu. Se zvyšujícím se počtem elementů stoupá časová náročnost výpočtu a vypočtené hodnoty jsou přesnější. Zároveň ale nemá smysl rozkládat celou strukturu na stejně malé elementy. Potřeba menších elementů je na místě pokud síťujeme například okolí míst, která se chovají koncentrátory napětí.

Na základě sítě, jsou programem vytvořeny matice, které celý model popisují z hlediska jeho mechanického chování. Těmito maticemi rozumíme matice hmotnosti $[M]$, tuhosti $[B]$ a tlumení $[K]$. Rozměr matic je dán násobkem počtu uzlů a proměnných, které v těchto uzlech hledáme. Na *obr. 15* je příklad síťovaného modelu.



Obr. 15 MKP model ojnice spalovacího motoru [17]



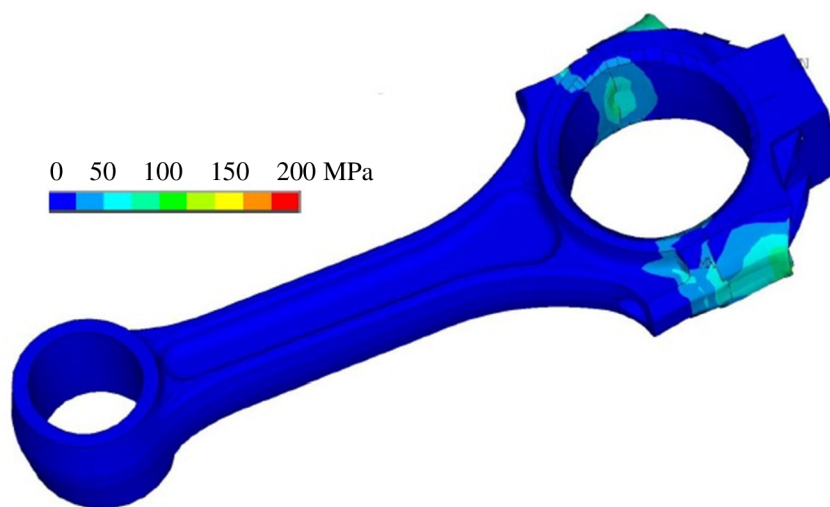
Po zadání všech vstupních parametrů pomocí preprocessingu následuje už vlastní výpočet, processing. Dle charakteru úlohy používáme různé druhy výpočtů.

V rámci mechaniky řešíme pomocí MKP následující typy úloh:

Statické úlohy	Vyšetřování napjatosti a deformací součástí i celých konstrukcí při stálém (statickém) zatížení
Dynamické úlohy	Vyšetřování vlastních tvarů kmitání a vlastních frekvencí
	Vyšetřování napjatosti a deformací součástí i celých konstrukcí při proměnném (dynamickém) zatížení

V této práci budou řešeny pouze úlohy dynamické, proto zde nebude problematika statických úloh dále rozvedena.

Poslední část, nazývaná se postprocessing, slouží k zobrazení hledaných proměnných v jednotlivých uzlech. Vzhledem k velkému množství uzlů, není vhodné vypisovat všechny hodnoty například do textového souboru. Vhodnou zobrazovací metodou je zde metoda grafická, kdy můžeme například zobrazit tvar zdeformované součásti (volí se měřítko pro zvýraznění deformovaných tvarů), nebo pomocí barevné škály napětí v jednotlivých místech součásti a to i uvnitř součásti. Příklad zobrazení napětí je na obr. 8.



Obr. 16 Vykreslení napětí na povrchu ojnice spalovacího motoru [13]

5.2 DYNAMICKÉ ÚLOHY

Kromě statických úloh mechaniky, můžeme pomocí MPK řešit i úlohy dynamické. Jak již bylo uvedeno, můžeme je rozdělit na úlohy zabývající se vlastním a vynuceným kmitáním. Při řešení dynamických úloh vycházíme z pohybové rovnice:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (16)$$



kde $[M]$ je již zmíněná matice hmotnosti, $[B]$ matice tlumení, $[K]$ matice tuhosti, $\{F\}$ představuje vektor budících sil a $\{q\}$ je vektor posuvů.

5.2.1 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza je základním typem analýzy popisující vlastní kmitání součástí a struktur. Používá se nejčastěji při prvotním návrhu součásti a slouží jako základ pro další dynamické analýzy.

Je založena na rozkladu kmitavého pohybu, který lze jen těžko matematicky popsat, na dílčí (modální) příspěvky. Tyto příspěvky jsou matematicky snadno definovatelné a určují vlastní modální frekvence a tvary vlastního kmitání součástí.

5.2.1.1 APLIKACE MODÁLNÍCH ZKOUŠEK

Pomocí modální analýzy můžeme řešit následující problémy:

- Vyšetřování modálních vlastností soustav bez návaznosti na teoretický model. Ověření, zda nedochází za provozu k nadměrnému rozkmitání vlivem shodné frekvence budící a modální, tedy rezonanci.
- Vyšetřování modálních vlastností soustav teoretických modelů i reálných soustav s cílem porovnat získaná data. Slouží k ověření shodnosti chování teoretického modelu a reálné soustavy.
- Úprava teoretického modelu na základě předchozího porovnání. Obvykle je toto řešeno pomocí změny poměrného tlumení nebo změnou materiálových charakteristik.
- Aplikace modálních zkoušek na reálné součásti ke zjištění chování pro tvorbu matematického modelu. Tento matematický model může být dále zařazen do složitější struktury. Často se tento postup označuje jako teoretická modální analýza složitých struktur.
- Modifikace reálné konstrukce připojením přídavných prvků pro přeladění mimo pásmo škodlivých účinků.

Vlastnosti modální analýzy:

- Můžeme řešit pouze lineární úlohy, jakákoliv nelinearita bude ignorována
- Neuvažujeme zde tlumení
- Pokud se v modelu vyskytuje nelineární kontakt, například způsobený třením, tuhost tohoto kontaktu se v průběhu analýzy nemění a vychází z výchozí hodnoty
- Pokud se v modelu vyskytuje pružina, opět zůstává její tuhost z výchozí hodnoty a tlumení se zanedbá

Pro řešení modální analýzy vycházíme z pohybové rovnice bez tlumení:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \quad (17)$$

Očekávané řešení budeme hledat ve tvaru harmonické funkce:

$$\{q\} = \{Q\} \cdot e^{i\Omega t} \quad (18)$$



kde $\{Q\}$ je vektor vlastních čísel pro budící frekvenci Ω . Derivací, dosazením do rovnice [17] a vykrácením členem $e^{i\Omega t}$ dostaneme rovnici:

$$([K] - \Omega^2[M]) \cdot \{Q\} = 0 \quad (19)$$

A jelikož nemá smysl uvažovat výraz $\{Q\} = 0$ má výsledná rovnice tvar:

$$\det([K] - \Omega^2[M]) = 0 \quad (20)$$

Pro výpočet se používá vícero metod:

- Metoda Block Lanczos
- Metoda Subspace
- Metoda PowerDynamics
- Metoda redukce (Householder)

a další.

Každá z těchto metod má svoje přednosti a volí se dle vstupních parametrů a konkrétních požadavků na výpočet.

Výstupní hodnoty z modální analýzy dokonale zobrazují jednotlivé modální tvary a modální frekvence součástí. Pokud budeme vyšetřovat napětí, které v důsledku těchto přetvoření v součásti vzniká, musíme se spokojit pouze s relativním rozložením.

5.2.1.2 EXPERIMENTÁLNÍ MODÁLNÍ ANALÝZA

Základem experimentální analýzy je vytvoření frekvenční přenosové funkce (frequency response function – FRF). Její podstatou je měření časového průběhu dynamického buzení soustavy $f(t)$, a zároveň odpovídajícího časového průběhu odezvy testované soustavy $x(t)$ ve frekvenční oblasti. Funkce je definována vztahem [21]:

$$H(\omega) = \frac{\text{odezva}}{\text{buzení}} = \frac{Q(\omega)}{F(\omega)} \quad (21)$$

Pro popis dynamiky využíváme veličin výchylka, rychlost a zrychlení. V rámci experimentální modální analýzy můžeme těmto veličinám přiřadit odpovídající přenosové veličiny poddajnost, pohyblivost a inertance, *tab 3*.

Tab. 3 Přenosové veličiny

Poddajnost	Pohyblivost	Inertance
$\alpha(\omega) = \frac{Q(\omega)}{F(\omega)}, \left[\frac{m}{N} \right]$	$Y(\omega) = \frac{\dot{Q}(\omega)}{F(\omega)}, \left[\frac{ms^{-1}}{N} \right]$	$A(\omega) = \frac{\ddot{Q}(\omega)}{F(\omega)}, \left[\frac{ms^{-2}}{N} \right]$



5.2.2 HARMONICKÁ ANALÝZA

Harmonická analýza slouží k popisu stacionární odezvy soustavy při harmonickém zatěžování.

Vlastnosti harmonické analýzy:

- Můžeme řešit pouze lineární úlohy, jakákoliv nelinearita bude ignorována
- Pokud se v modelu vyskytuje nelineární kontakt, například způsobený třením, tuhost tohoto kontaktu se v průběhu analýzy nemění a vychází z výchozí hodnoty

Všechna zatížení i posuvy jsou harmonicky proměnné se stejnou frekvencí a často různým fázovým posuvem. Tento fázový posuv je dán tlumením soustavy. Při výpočtu vycházíme z pohybové rovnice [16], pro posuvy užitíme vztahu [22] a pro budicí síly vztahu [23].

$$\{q\} = (\{q_1\} + i\{q_2\})e^{i\omega t} \quad (22)$$

$$\{F\} = (\{F_1\} + i\{F_2\})e^{i\omega t} \quad (23)$$

Po substituci těchto vztahů dostáváme rovnici:

$$(-\omega^2[M] + i\omega[B] + [K]) \cdot (\{q_1\} + i\{q_2\})e^{i\omega t} = (\{F_1\} + i\{F_2\})e^{i\omega t} \quad (24)$$

Člen $e^{i\omega t}$ můžeme z této rovnice odstranit a získáme rovnici:

$$(-\omega^2[M] + i\omega[B] + [K]) \cdot (\{q_1\} + i\{q_2\}) = (\{F_1\} + i\{F_2\}) \quad (25)$$

Stejně jako výpočet rovnice modální analýzy, i výpočet harmonické analýzy je možné provést více metodami.

- Metoda full
- Metoda reduced
- Metoda mode superposition

5.2.3 TRANZIENTNÍ ANALÝZA

Tranzientní, nebo také přechodová analýza je technika, která se používá pro stanovení časového průběhu dynamické odezvy součásti na libovolné zatížení v čase. Oproti předcházejícím analýzám, zahrnuje analýza tranzientní při svém výpočtu Coriolisovy i gyroskopické efekty. Při výpočtu opět vycházíme z pohybové rovnice [16]. Pro její řešení můžeme využít dvou metod. Přímé integrace časových přírůstků pro explicitní tranzientní analýzy a Newmarkovy metody užívané pro analýzy implicitní.

Pomocí Newmarkovy metody řešíme rovnici [16] také v rámci konečného časového kroku Δt kde $\Delta t = t_{n+1} - t_n$.

$$\{\dot{q}_{n+1}\} = \{\dot{q}_n\} + [(1 - \beta)\{\ddot{q}_n\} + \beta\{\ddot{q}_{n+1}\}]\Delta t \quad (26)$$



$$\{q_{n+1}\} = \{q_n\} + \{\dot{q}_n\}\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\{\ddot{q}_n\} + \alpha\{\ddot{q}_{n+1}\}\right]\Delta t^2 \quad (27)$$

Kde α a β jsou Newmarkovy integrační konstanty a po dosazení hledáme posuvy $\{q_{n+1}\}$ v čase t_{n+1}

$$[M]\{\ddot{q}_{n+1}\} + [B]\{\dot{q}_{n+1}\} + [K]\{q_{n+1}\} = \{F\} \quad (28)$$

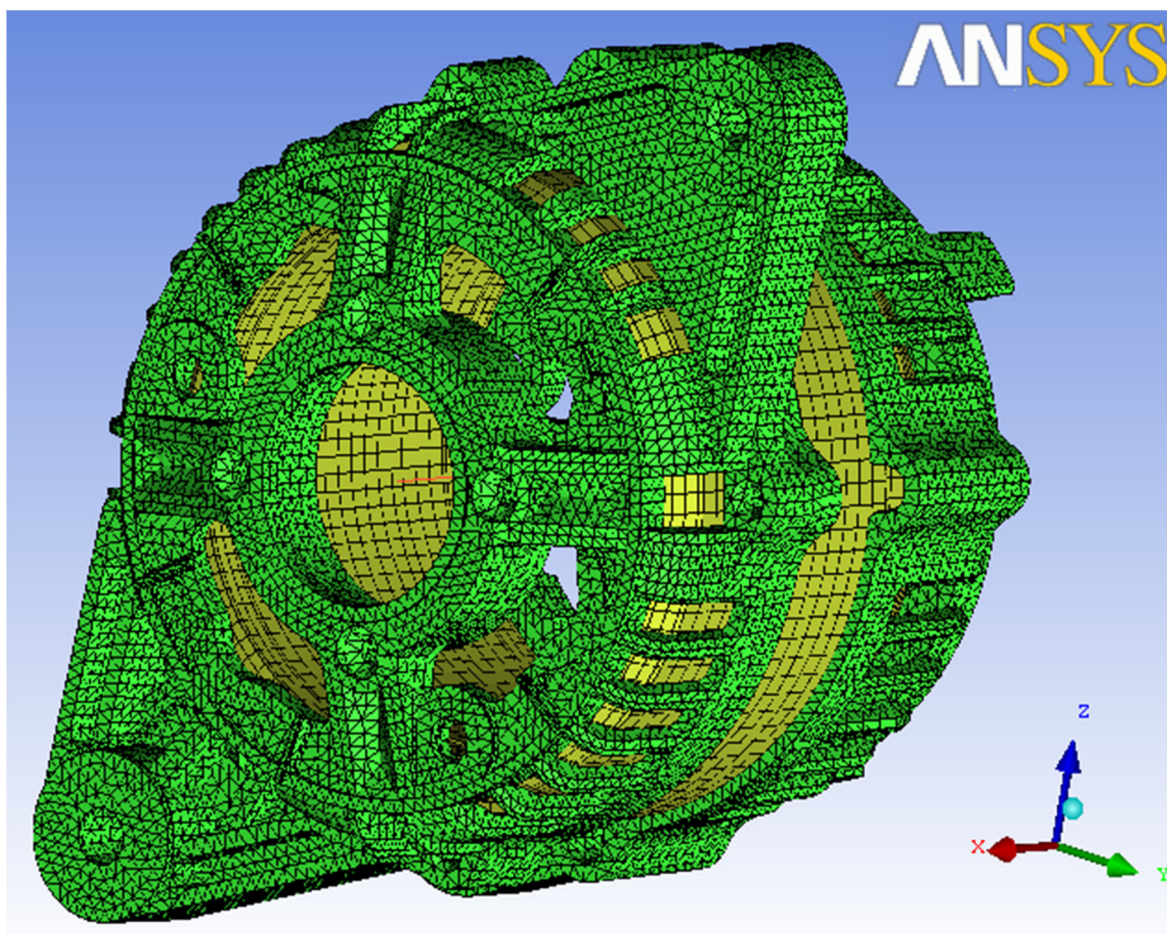


6 DEFINICE PROBLÉMU

Jak již bylo zmíněno v úvodu, tato práce spočívá v analýze existující součásti metodou MKP, která vlivem vibrací ztrácí svojí soudržnost a dochází u ní k havarijnímu stavu. Nejedná se tedy o návrh nové součásti, ale o její „zpětnou“ analýzu.

Při každé simulaci chování jednotlivých prvků i soustav je velmi důležité, aby byla simulace svým charakterem velmi blízka skutečnosti. Proto je vhodné zkoumanou součást analyzovat přímo při její funkci a pomocí záznamových zařízení získat data pro následné zatížení.

K dispozici byla 3D sestava alternátoru opatřená sítí, *obr.17*, která byla už v minulosti zatěžována. Pouhá aplikace reálného zatížení na dostupné modely v tomto případě ale nestačila. Pokud by byla zkoumaná reálná součást geometricky totožná s CAD modelem, mohl by být tento model použit pro výpočet pomocí MKP. U víka alternátoru toto bohužel neplatí, neboť se jedná o odlitek, a ten se vždy určitou měrou odlišuje od CAD modelu. Zejména jsou patrné odlišnosti v zaobleních a v partiích, které neobsahují funkční plochy. A právě v oblastech zaoblení docházelo k výskytu únavových trhlin. Tento model byl tedy nevhodný a je třeba ho nahradit. Proto bude v kapitole 8 popsána metoda, jak získat mnohem přesnější CAD model pro tuto simulaci.

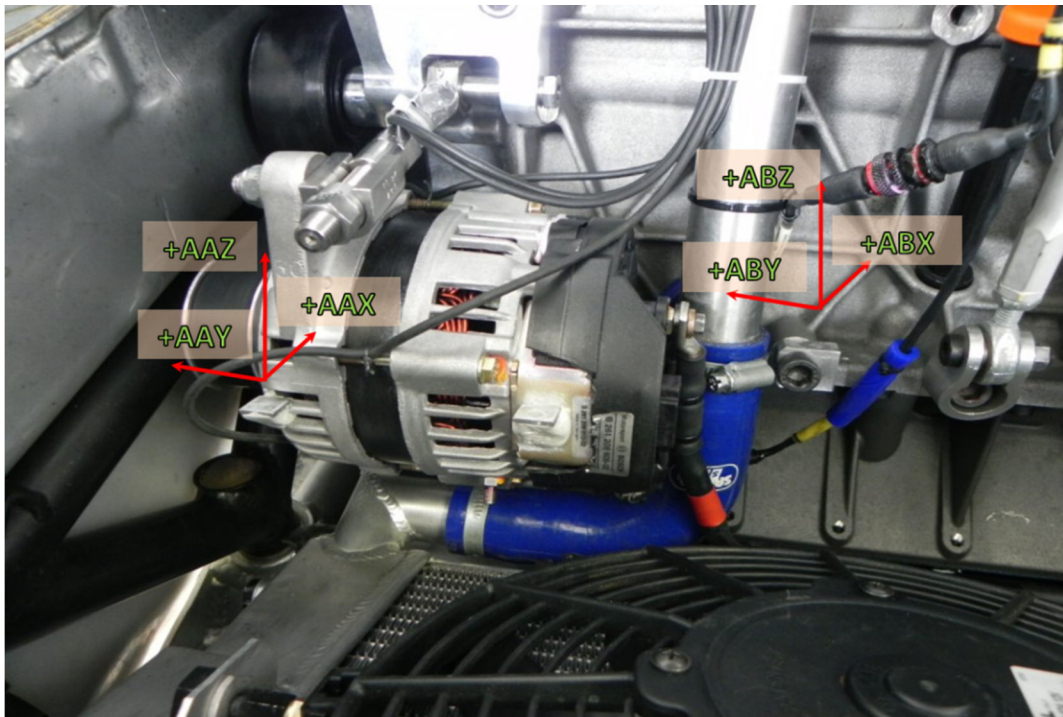


Obr. 17 Sestava alternátoru se sítí



7 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ NA VOZIDLE

Pro měření vibrací byly zvoleny dva body. Jeden z těchto bodů se nacházel na bloku motoru. Druhý přímo na zkoumaném alternátoru. Jejich umístění a orientaci znázorňuje *obr.18*.



Obr. 18 Umístění akcelerometrů

Pro nejvěrnější záznam vibrací by bylo nejvhodnější provést toto měření přímo při rychlostní zkoušce. Bohužel není záznamové zařízení vhodné pro mobilní použití a k testu tak došlo na voze umístěném na zkušební stoli. Režim, při kterém bylo měřeno, byl zvolen následovně: Zvyšování otáček motoru z volnoběžných na maximální ($8\,500\text{ min}^{-1}$) a následné snižování zpět na volnoběh. Tento cyklus se celkem opakoval třikrát a celý záznam trval přibližně 88s.

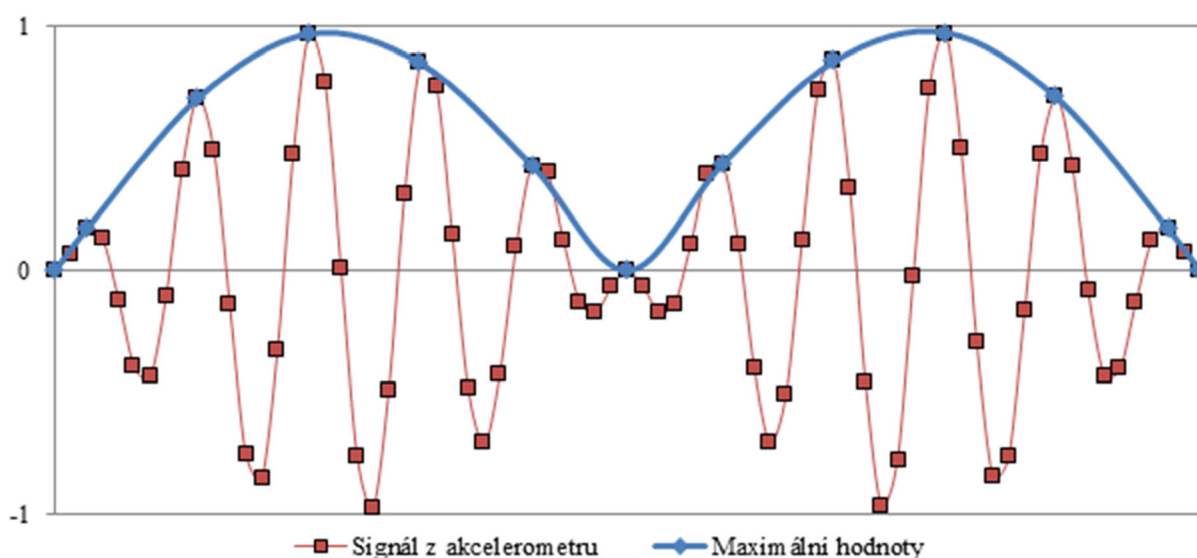
Pro zaznamenání vibrací byly použity akcelerometry se vzorkovací frekvencí 5 kHz s dolnoproustným filtrem 1600 Hz. Hodnota 1600 Hz vychází z tzv. Nyquistova vzorkovacího teoremu. Ten říká, že „přesná rekonstrukce signálu je možná pouze tehdy, když je vzorkovací frekvence větší než dvojnásobek maximální frekvence vzorkovaného signálu, neboli když Nyquistova frekvence (polovina vzorkovací frekvence) je vyšší než nejvyšší frekvence vzorkovaného signálu.“ Z toho vyplývá, že maximální frekvence snímaných vibrací je v tomto případě 800 Hz. Kromě akcelerometrů byly v oblastech, ve kterých docházelo nejčastěji k porušení, umístěny tenzometry. Po měření byla data uložena do textového souboru, který obsahoval záznam času, zrychlení v jednotlivých osách a údaje z tensometrů.



7.1 VYHODNOCENÍ SIGNÁLŮ

Jak již bylo uvedeno v kapitole 3, pro vyhodnocení signálu byl použit program MATLAB. Zdrojovým souborem, který bylo třeba načíst, byl textový soubor, který obsahoval sloupec s časovými údaji jednotlivých záznamů, v dalších sloupcích hodnoty zrychlení z obou akcelerometrů ve směrech x , y , z , a nakonec dva sloupce s údaji z tenzometrů. Celkem bylo k dispozici 9 sloupců, každý s počtem přibližně 440 000 hodnot. Ve výsledku tedy necelé 4 miliony hodnot. Po načtení jednoho sloupce, obsahující údaje o zrychlení v ose x , a vytvoření grafu bylo patrné, že aplikaci transformace do frekvenční domény musí předcházet ještě úprava vstupních dat.

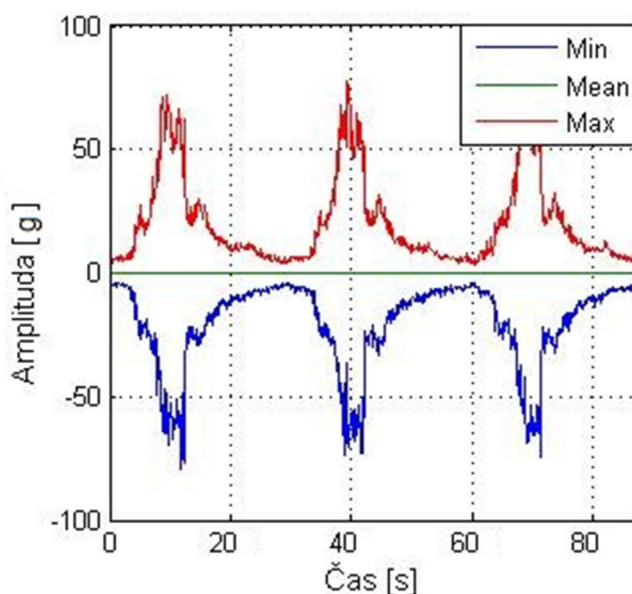
Při záznamu vibrací akcelerometr poskytuje údaj o okamžitém zrychlení v definovaném čase. Při vzorkovací frekvenci 5kHz dochází k tomuto záznamu každé 2×10^{-3} sekundy. Při takto vysoké frekvenci snímání dochází k tomu, že jednotlivé zaznamenané hodnoty popisují nejen maxima a minima, ale i průběh mezi těmito mezními body. Příklad tohoto jevu je znázorněn na *obr.19*. Červené body znázorňují diskrétní hodnoty z akcelerometru. Modré body znázorňují lokální maxima. Po jejich spojení vzniká spojitá funkce, na kterou lze aplikovat FFT.



Obr. 19 Příklad signálu z akcelerometru

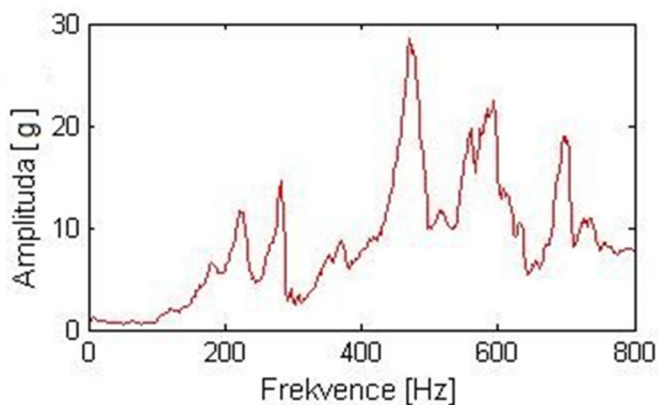
Proto je třeba vytvořit právě takovou funkci, která by oddělila pouze maximální hodnoty. Toho lze docílit tzv. metodou obálek, kdy se celá funkce rozdělí na malé úseky o délce například 0,1 sekundy, ve kterých se zkoumá lokální maximum. Takto získané hodnoty, proložené vhodnou křivkou, dávají názornější pohled na časový průběh zrychlení. Pro ověření správné funkčnosti akcelerometrů je vhodné vytvořit i obdobnou funkci pro zjištění lokálních minim a středních hodnot. Pokud akcelerometr funguje správně, měl by být průběh maximálních a minimálních hodnot symetrický podle časové osy a průběh středních hodnot s touto osou téměř totožný.

Po aplikaci této metody byla data vynesena do grafu, *obr. 20*.



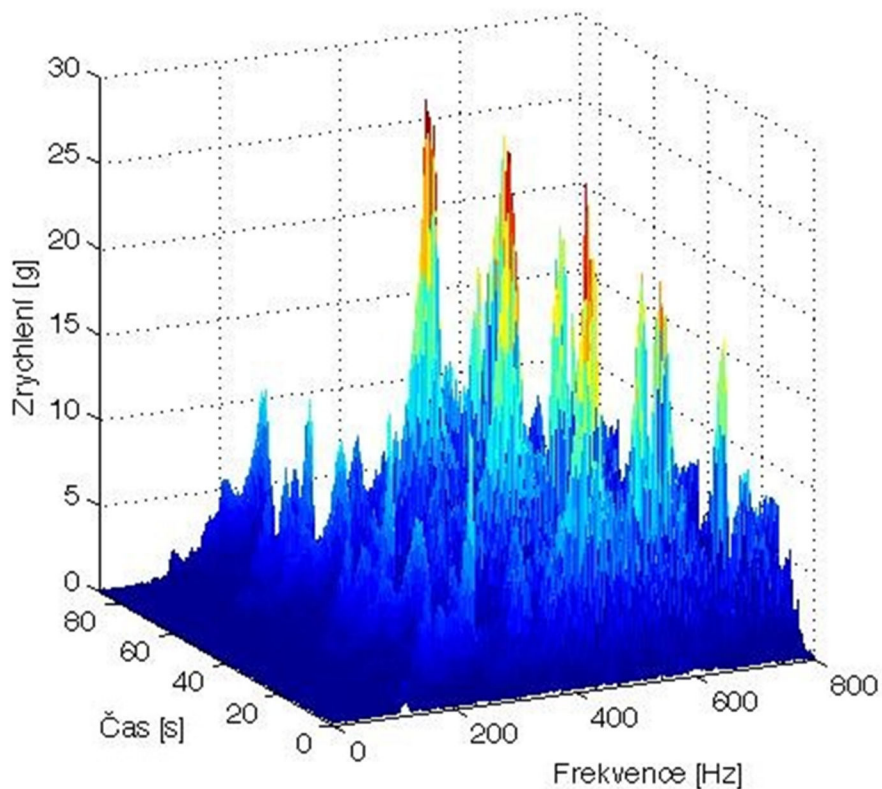
Obr. 20 Průběh zrychlení v ose x v časové doméně

Nyní už lze přejít k vytvoření průběhu zrychlení ve frekvenční doméně. Toho lze docílit příkazem $Y=fft(X, n)$. Tento příkaz byl podrobně popsán v kapitole 3. Výsledkem je graf na obr. 21. Z tohoto grafu je patrné, že nejvyšších hodnot zrychlení nabývá funkce při frekvenci 470Hz.



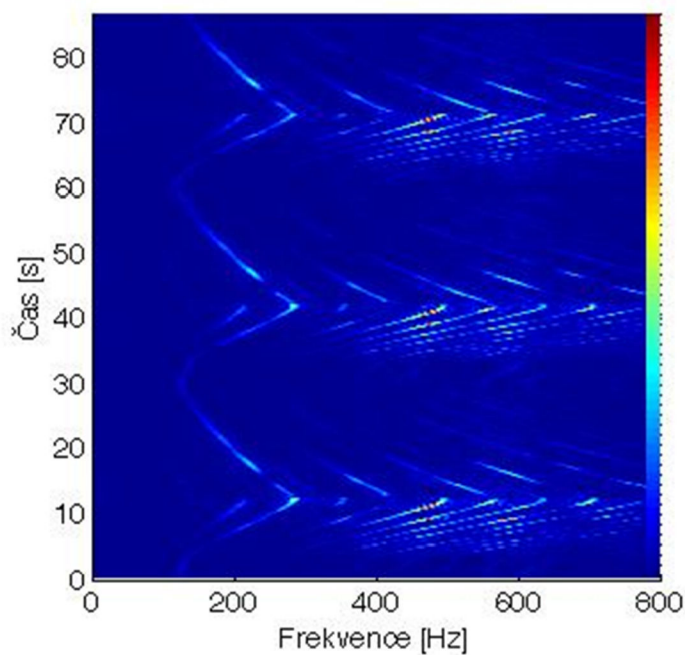
Obr. 21 Průběh zrychlení v ose x ve frekvenční doméně

Po takto vytvořeném průběhu zrychlení ve frekvenční doméně je možné přejít ke kombinaci zobrazení současně v časové i frekvenční doméně obr 22.



Obr. 22 3D graf Frekvence - čas - výchylka

Pro lepší názornost je vhodné tento graf zobrazovat ve 2D prostoru. Díky tomu je názorně vidět postupný nárůst otáček motoru a průběh vibrací, obr. 23.



Obr. 23 Campbellův diagram



Tímto způsobem bylo provedeno vyhodnocení i pro všechny ostatní kanály a výsledné hodnoty maximálních amplitud jsou zaneseny do tab. 4.

Tab. 4 Výsledná zrychlení

Frekvence [Hz]	Motor			Alternátor				
	AccX [g]	AccY [g]	AccZ [g]	AccX [g]	AccY [g]	AccZ [g]	Tenz1 [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Tenz2 [$\mu\text{m}/\text{m}$]
225	2,2	4,3	13,43	11,6	40,1	30,7	112	39
280	5,6	8,5	19,9	14,5	14,2	53,1	131	56
470	1,7	2,3	3,0	28,4	20,2	17,8	68	95

Pro vyhodnocení hodnot z tenzometrů je třeba použít přepočít: $100 \mu\text{m m}^{-1} = 7,5 \text{ MPa}$.

Tab. 5 Výsledná napětí

Frekvence [Hz]	Tenz1 [MPa]	Tenz2 [MPa]
225	8,4	2,9
280	9,8	4,2
470	5,1	7,2

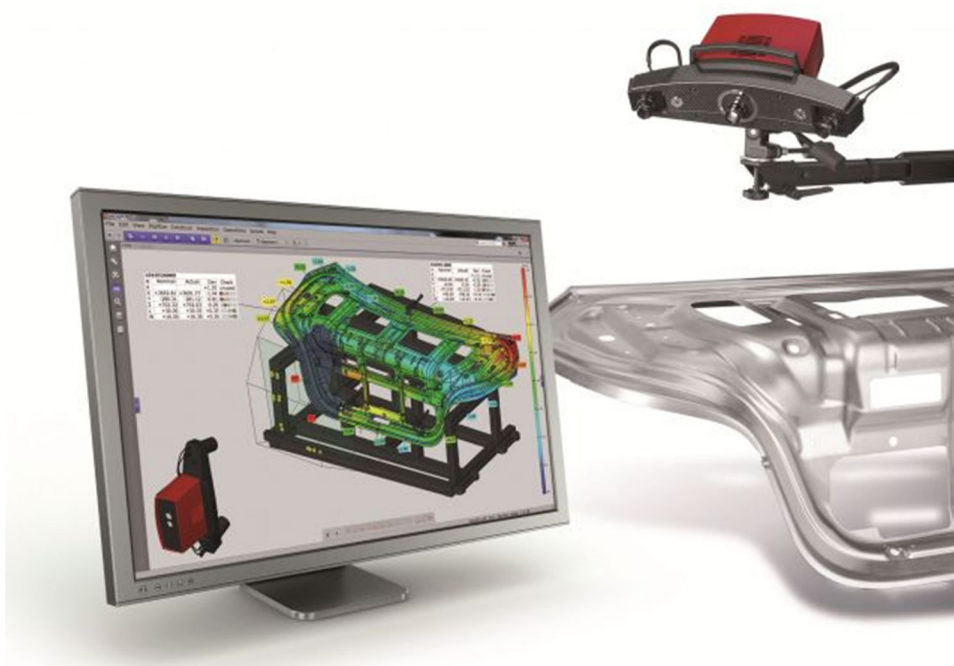


8 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Při klasickém návrhu součásti se vychází ze 3D modelu, který je např. pomocí MKP optimalizován a nakonec je součást vyrobena a připravena k použití. Opačný proces, při kterém se vychází z již existujícího modelu, se nazývá reverzní inženýrství. Pomocí tohoto procesu můžeme existující součást převést do digitální podoby a následně podrobit různým analýzám.

8.1 3D SKENOVÁNÍ VÍKA ALTERNÁTORU

Pro tento účel se používají 3D skenery. Ty mohou pracovat buď v dvourozměrném (2D skenery), nebo i třírozměrném prostoru (3D skenery). Kromě snímání geometrie mohou sloužit i k měření deformací, či k rozlišování jednotlivých tvarových odlišností při sériové výrobě. Existuje více druhů 3D skenerů pracujících na různých principech. Nejčastěji používané jsou optické a laserové. Dále se používají například rentgenové a ultrazvukové. Příkladem 3D skeneru může být například 3D skener ATOS od společnosti MCAE, *obr.24*.



Obr. 24 Proces 3D skenování systémem ATOS

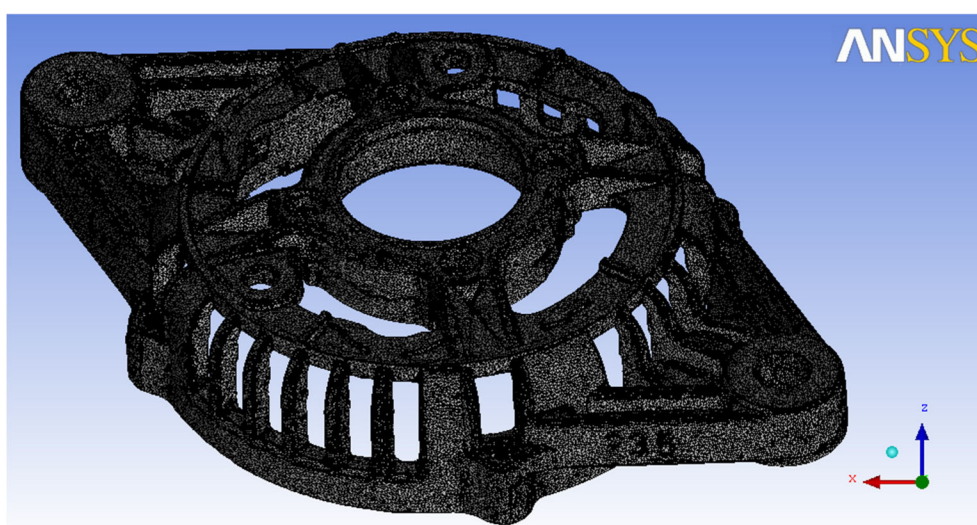
Výstupem při 3D skenování jsou mračka bodů s definovanou polohou v prostoru, které odpovídají geometrii skenované součásti. Ve většině případů je nutné skenování provést z více úhlů aby byla zajištěna kompletnost celé geometrie. Jednotlivé snímky se následně vzájemně napojí pomocí tzv. klíčových bodů. Po tomto spojení dojde k převedení všech těchto bodů do trojúhelníkové polygonální sítě ve formátu STL.



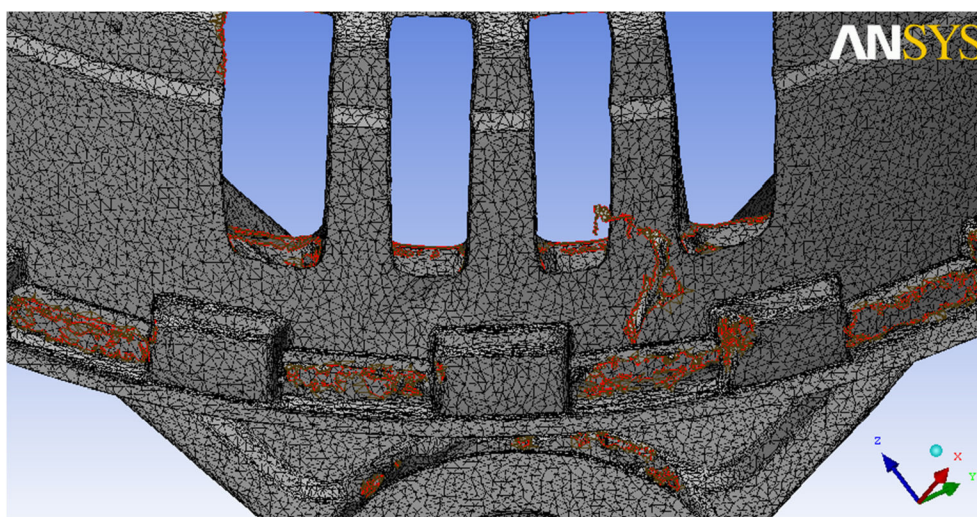
8.2 ÚPRAVA SÍTĚ STL A TVORBA GEOMETRIE

Aby byla vytvořena síť STL vhodná pro tvorbu 3D modelu musí být její geometrie uzavřená. Tuto podmínku většinou není problém splnit u méně tvarově složitých součástí. V případě víka alternátoru je tomu bohužel naopak. Víko je tvarově velmi složité a obsahuje velké množství koutů, které i přes použití více úhlů skenování není možné dokonale zaznamenat. Proto je třeba polygonální síť upravit do uzavřeného stavu. Pro tuto úpravu jsem zvolil program ANSYS ICEM CFD, který je vhodný pro tvorbu i úpravu existující sítě, tak i pro pokročilou úpravu importované geometrie.

Po načtení sítě je možné provést analýzu, která pomůže odhalit místa nespojitosti. V tomto případě nebyla tato analýza při počátečním zkoumání sítě nutná, neboť nespojitosti byly patrné již pouhou vizuální prohlídkou sítě, *obr. 25 - 26*.



Obr. 25 STL síť bez úprav



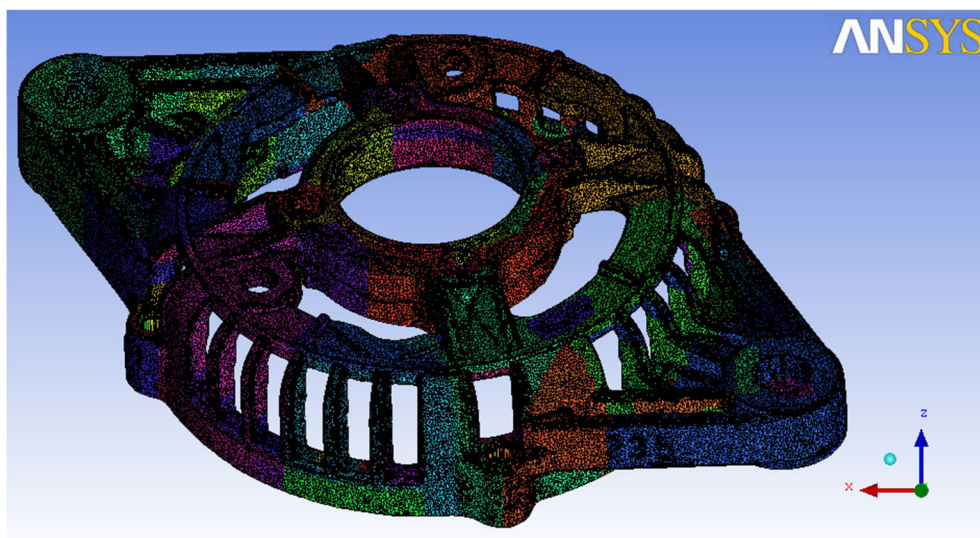
Obr. 26 Příklad nespojitosti STL sítě

Pomocí programu ICEM je možné neuzavřené plochy do jisté míry napojit. Pro takto nespojitě plochy bohužel nástroj na opravu není schopen geometrii zcela uzavřít. Proto je nutné kritická místa opravit manuálně pomocí modelování jednotlivých trojúhelníkových



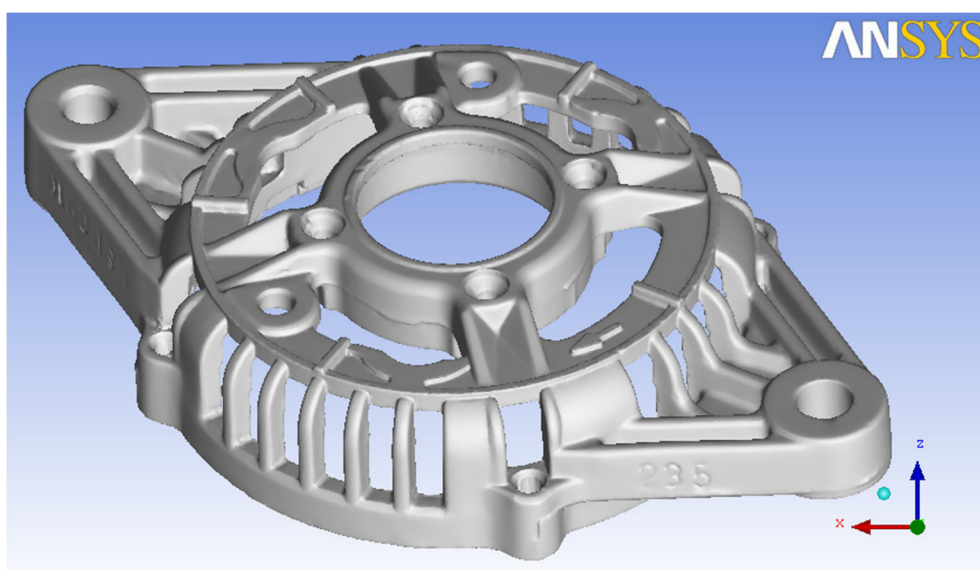
elementů. Tato metoda je velmi časově náročná a její výsledek je nutné pomocí analýz spojitosti průběžně kontrolovat, aby nedocházelo ke zbytečnému zanášení chybných elementů do existující sítě.

Protože načtená síť obsahuje velké množství elementů, celkem 468 602, je vhodné jí při její úpravě rozdělit na více menších oblastí, které lze paralelně upravovat, *obr. 27*. Jednotlivé oblasti jsou pro názornost barevně odlišeny.



Obr. 27 Rozdělení sítě na oblasti

Teprve po kompletním uzavření sítě přichází na řadu další analýzy, které pomohou odhalit například chybnou orientaci normál vytvořených trojúhelníků. Po kompletní opravě sítě a úspěšném provedení všech relevantních analýz je možné přejít k tvorbě výsledné geometrie. Toho lze docílit jednoduchým příkazem `Mesh -> Facets`, *obr. 28*.

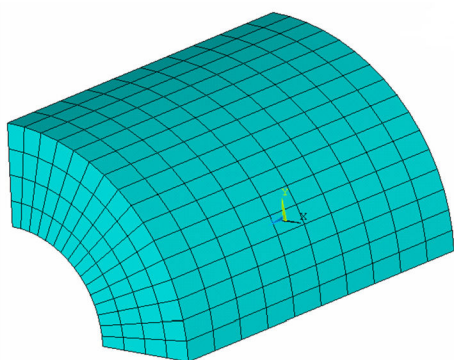


Obr. 28 Vytvořená geometrie

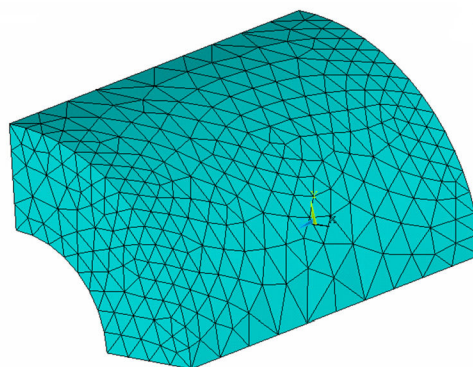


8.3 GENEROVÁNÍ SÍTĚ

Po vytvoření geometrie následuje tvorba sítě konečných prvků. Hlavní dilema, které je nyní nutné vyřešit je, zda vytvořit síť tzv. mapovanou, nebo volnou, tzv. free. Z hlediska výpočtového času a hardwarové náročnosti je výhodnější vytvořit síť mapovanou. Ta obsahuje menší počet prvků a uzlových bodů, *obr. 29*. Nevýhodou takovéto sítě je pracnost, se kterou je tvořena pro složitější objekty. U geometricky jednodušších objektů je její použití vhodné. Pro geometricky velmi složité a členité objekty je vhodnější využít síť volnou, tzv. free, *obr. 30*. Ta je generována zcela automaticky a uživatel si pouze stanoví požadavky na velikost prvku. Pokud je i přes správné nastavení velikost prvků příliš velká, je možné síť lokálně zhustit, například v oblastech, kde lze předpovídat maximální napětí.

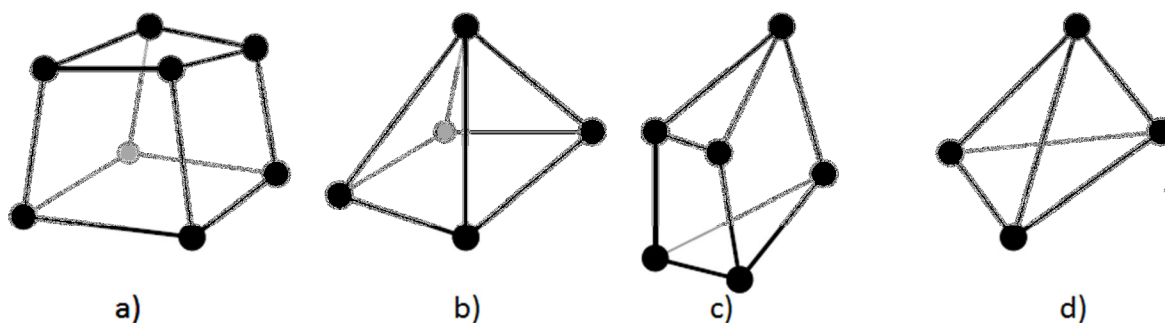


Obr. 29 Mapovaná síť [17]



Obr. 30 Free síť [17]

Vzhledem k velké geometrické složitosti víka alternátoru byla zvolena varianta se sítí volnou tvořenou prostorovými šestistěny Solid 185. Tyto šestistěny mají několik variant, základní a degenerované. Základní varianta se používá pro mapované síť *obr. 31 a)*. Pro volnou síť se používají degenerované varianty *obr. 31 b) – d)*.

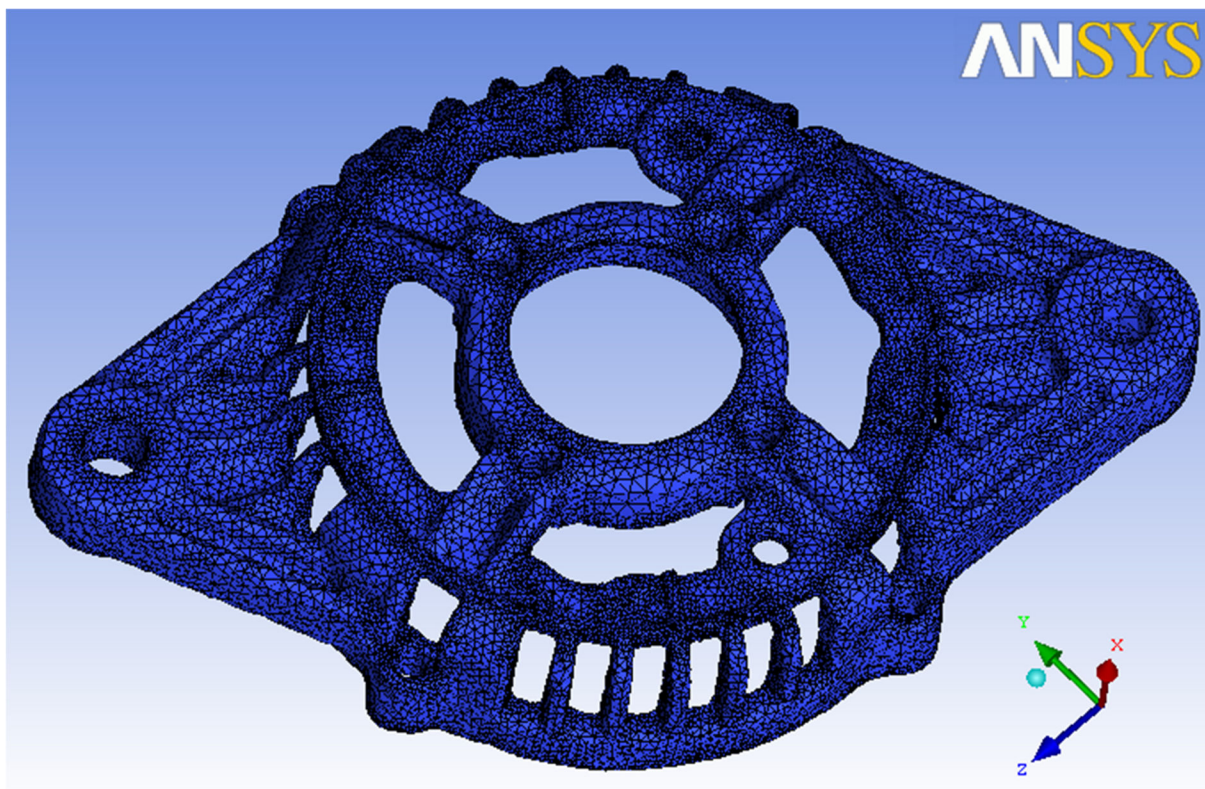


Obr. 31 Varianty prvku SOLID 185 [17]

Velikost a rozložení prvků v síti se v programu ICEM nastavují volbou „Global Mesh Setup“. Ta obsahuje výčet parametrů, kterými lze síť podrobně definovat. Nejprve se volí velikosti jednotlivých prvků pomocí parametrů „Global Mesh Size“. Prvním důležitým parametrem je „Scale factor“, ten určuje poměr mezi základní délkovou jednotkou a jednotkou pro velikost prvku. Dále se určuje maximální velikost prvku, minimální velikost prvku a tzv. Refinement. Tento výraz lze přeložit jako vyhlazení a slouží k definici počtu hran, na které je například



rozdělen kruhový objekt. Pokud by tato volba nebyla aktivována, vznikalo by v oblasti děr, nepodstatných pro výpočet, příliš mnoho prvků, které by jen zvyšovaly výpočtovou náročnost. Následuje přechod k definici metody, jakou bude síť generována. Tu skrývá volba „Volume Meshing Parameters“ a nabízí tři možnosti: Tetra/Mixed, Hexa-Dominant a Cartesian. Každá z těchto metod se liší algoritmem, jakým tvoří síť. V případě víka alternátoru jsem zvolil možnost Tetra/Mixed



Obr. 32 Síť tvořená z tetra prvků

Po nastavení všech parametrů byla vygenerována síť obsahující přibližně 398 000 prvků, obr. 32. V místech, ve kterých docházelo nejčastěji k porušení, byla lokálně snížena velikost prvků pro dosažení hladších přechodů, které by nejvíce odpovídali reálné geometrii.

8.4 TVORBA SESTAVY

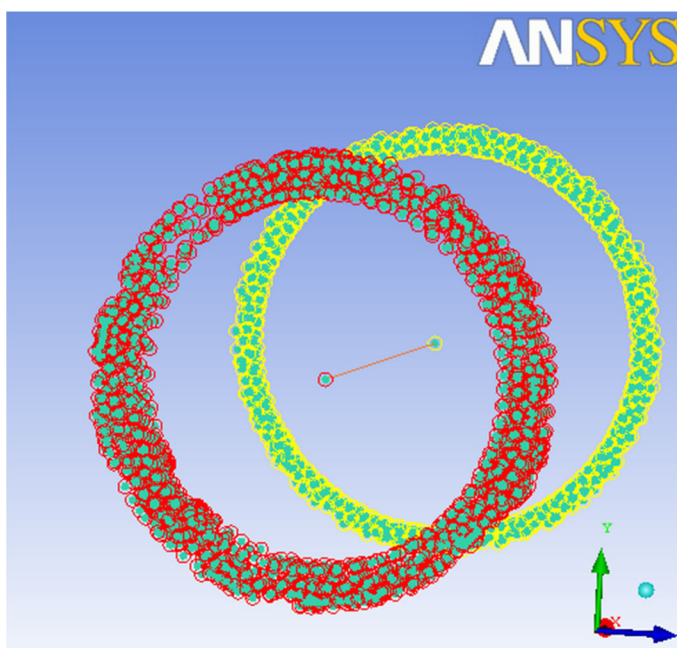
Pro tvorbu sestavy celého alternátoru byly k dispozici modely statoru a obou vík, obr. 17. V případě statoru a zadního víka jsou modely opatřeny sítí, kterou je možné použít. Po importu těchto modelů do programu ANSYS bylo ale zjištěno několik chyb, které nakonec vedly k úpravě sítě v programu ICEM.

Spojení jednotlivých komponent je možné vytvořit jako kontakt. Obecně lze říci, že pokud obsahuje sestava kontakty, její výpočtová náročnost je mnohem vyšší. Rozdílem oproti analýze bez zahrnutí kontaktů je způsob výpočtu. Při kontaktní analýze jsou do výpočtu zahrnuty všechny nelineární vlastnosti soustavy. Zatímco pokud je funkce kontaktu potlačena, chování soustavy je lineární a tedy výpočtově jednodušší. V tomto případě není primárním úkolem vyšetřovat kontaktní úlohu, proto jsem pro spojení jednotlivých komponent



zjednodušení. To spočívá v napojení jednotlivých uzlů mezi dílci. Tím je jednoduše zajištěno pevné spojení dílů.

Rotor je, jak už jeho název napovídá, rotační součást. Proto je vhodné ho v tomto případě nahradit prvkem BEAM, pro který budou později v prostředí programu ANSYS přiřazeny vlastnosti reálného rotoru. Pro nahrazení ložisek mezi rotorem a jednotlivými víky je použito tzv. „Constraint Equations“. Jedná se o prvky, které určují stupně volnosti pro definované uzly. Pomocí nich lze snadno vytvořit soustavu bodů, pro které budou stupně volnosti totožné obr. 33.



Obr. 33 Nahrazení ložisek prvky Constraint Equations

Po vytvoření byla síť exportována pro program ANSYS Classic. Teprve zde se nastaví jednotlivé materiálové charakteristiky a okrajové podmínky. Program ICEM toto také umožňuje, ale vzhledem k několikanásobnému upravování sítě jsem tento krok volil vždy až po vstupní kontrole sítě v programu ANSYS.

Sestava alternátoru se skládá celkem ze čtyř částí. V tab. 6 jsou pro jednotlivé součásti přiřazeny vhodné prvky.

Tab. 6 Přiřazení prvků

Součást	Prvek
Přední víko	SOLID 185
Zadní víko	SOLID 185
Stator	SOLID 185
Rotor	BEAM 188

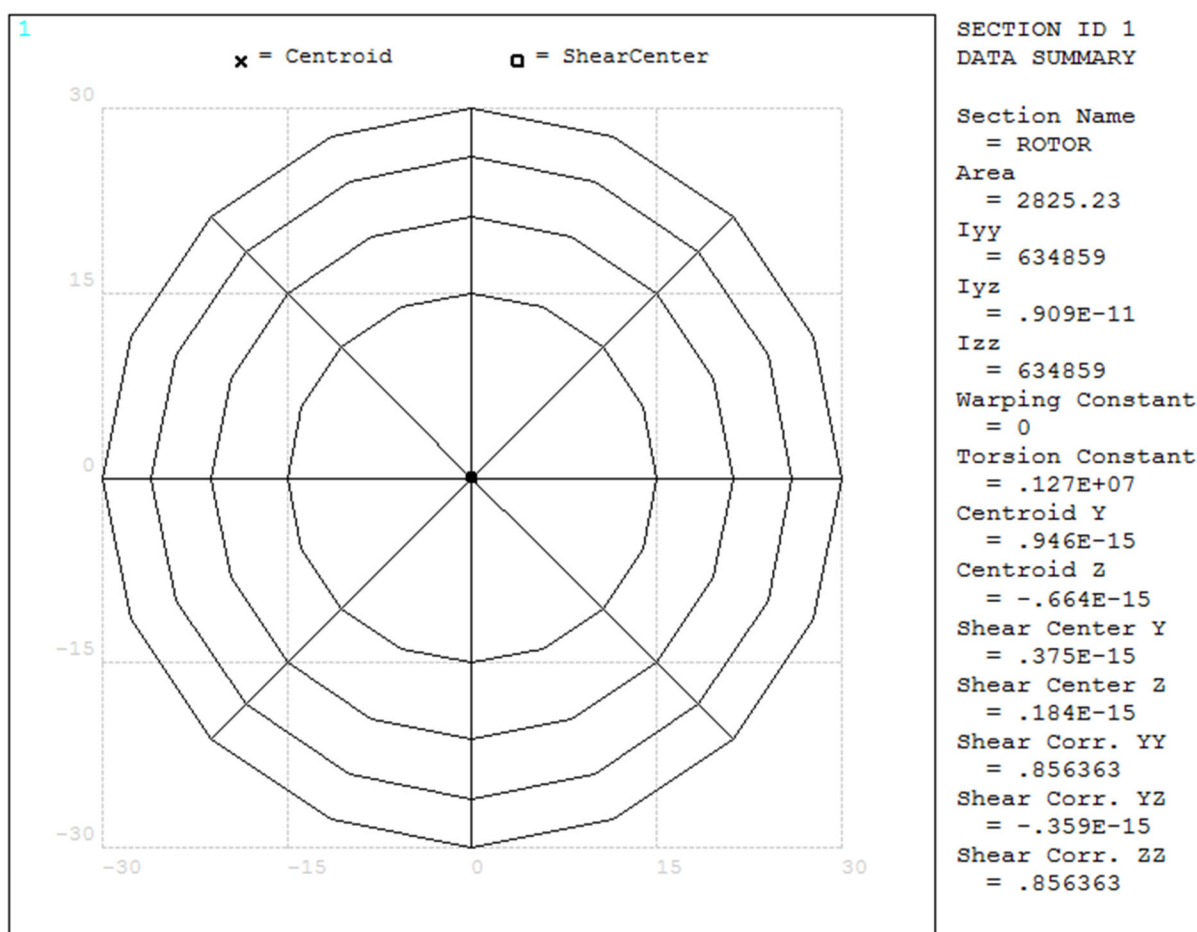


Vyjma rotoru, lze nyní pro všechny součásti definovat materiálové vlastnosti *tab.7.*

Tab. 7 Materiálové vlastnosti

Součást	Modul pružnosti [MPa]	Poissonovo číslo	Hustota [kg/mm ³]
Přední víko	70 000	0.3	2,85e-09
Zadní víko	70 000	0.3	2,85e-09
Stator	210 000	0.3	9,5e-09

Nakonec je třeba přiřadit prvku BEAM parametry reálného rotoru. Ve starších verzích programu ANSYS byla možnost tyto parametry jednoduše zadat pomocí reálných konstant pro prvek BEAM 4. Aktuální verze nabízí pouze prvky BEAM 188 a BEAM 189, které tuto možnost nenabízí. Parametry pro současné prvky BEAM se tvoří pomocí tzv. „Section“ *obr. 34.* Pomocí Section lze nastavit velikost a tvar průřezu, a stanovit jakým způsobem bude rozdělen na jednotlivé elementy.

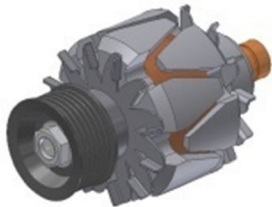
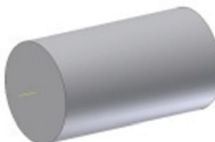


Obr. 34 Zadání průřezových charakteristik "Section"



Pro zjednodušení byl vytvořen pouze jeden průřez pro celou délku prvku BEAM. To si vyžádalo zvolit velikost průřezu a hustotu materiálu právě tak, aby celkové parametry odpovídaly parametrům reálného rotoru.

Vytvořil jsem tedy v programu Autodesk Inventor jednoduchou válcovou součást, která svojí délkou a parametry odpovídá rotoru alternátoru *obr. 35*. Na základě rozměrů této součásti jsem vytvořil vhodný průřez a materiálu přiřadit vypočtenou hustotu. Odchylna jednotlivých hodnot se pohybuje kolem 1%. Lze tedy náhradu považovat za vhodnou.

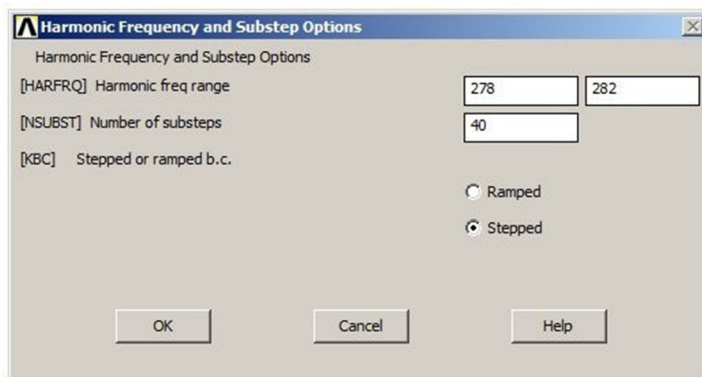
											
Momenty hmotnosti		Momenty hmotnosti									
Ixx	862,153 kg mm	Vypočteno pomocí negativního integrálu	Ixx	2353,968 kg mr	Vypočteno pomocí negativního integrálu						
Ixy	-0,000 kg mm ²	Iyy	2347,072 kg mr	Ixy	0,000 kg mm ²	Iyy	2353,968 kg mr				
Ixz	-0,000 kg mm ²	Iyz	0,000 kg mm ²	Izz	2347,072 kg mr	Ixz	0,000 kg mm ²	Iyz	-0,000 kg mm ²	Izz	861,587 kg mm

Obr. 35 Náhrada rotoru válcovou součástí



9 VÝPOČET

Nyní lze přejít k samotnému výpočtu. Rozsah, ve kterém probíhala harmonická analýza, jsem volil $\pm 2\text{Hz}$ s krokem $0,1\text{Hz}$. Metoda řešení „Full“



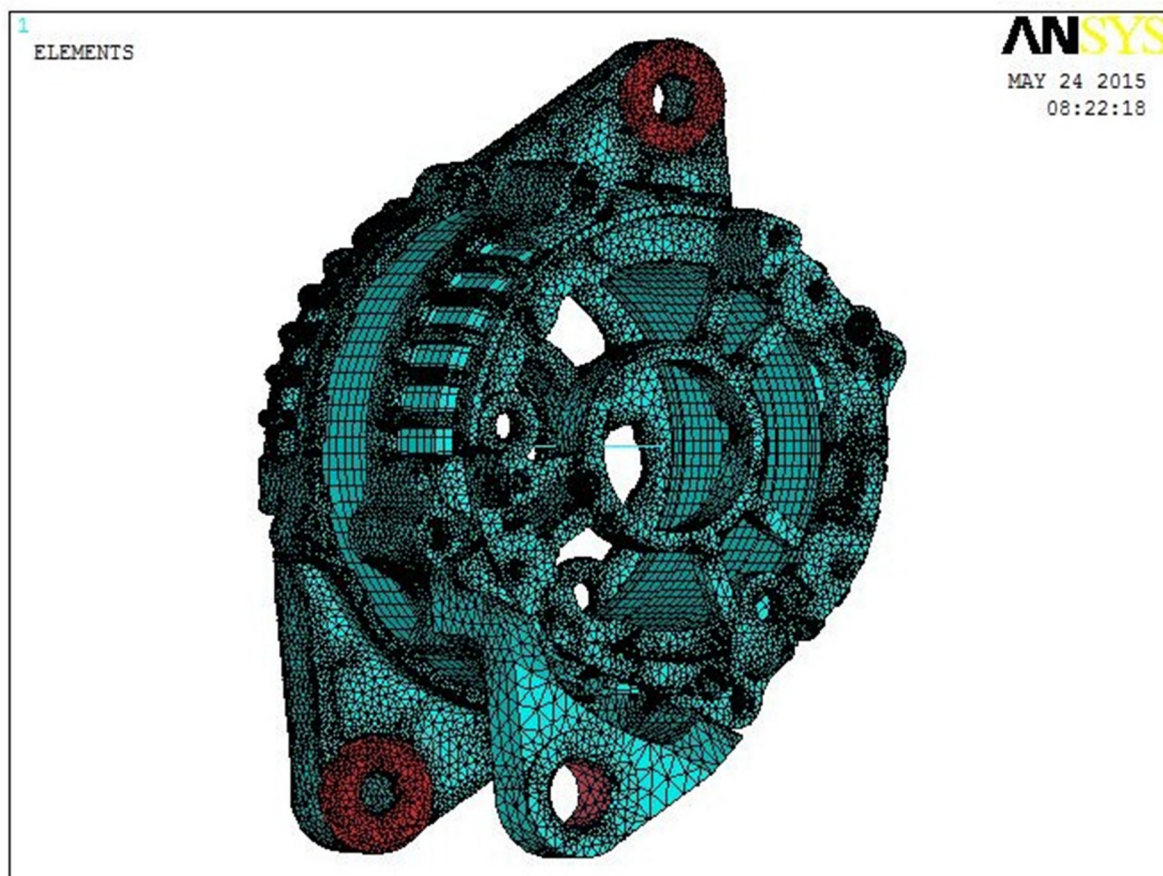
Obr. 36 Zadání frekvenčního rozsahu

9.1 APLIKACE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

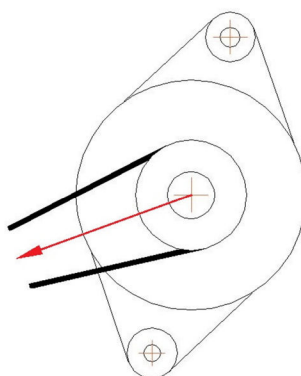
Hodnoty zrychlení, vypočtené v kapitole 7, musí být aplikovány pouze na oblasti, ve kterých je alternátor připevněn k motoru. Pro definici těchto oblastí je vhodné využít tzv. Components. Ty se mohou skládat jak z elementu, tak například i ze samostatných nodů. Často se jich využívá při definici kontaktů, kdy se jedna kontaktní plocha definuje jako jedna komponenta a druhá plocha, jak druhá komponenta. Poté lze snadno vytvářet kontakty jen pomocí vybraní příslušných komponent.

Oblasti, kterými je alternátor připojen k motoru, jsou na obr. 37 označeny červenou barvou. Elementy nacházející se právě v této oblasti jsou přiřazeny do tří samostatných komponent. Na ně lze nyní aplikovat příslušná zrychlení. Zároveň je důležité aplikovat na celou sestavu gravitační zrychlení $9,81\text{ ms}^{-1}$.

Přenos krouticího momentu na rotor alternátoru je realizován pomocí vícedrážkového řemenu. Pro zabezpečení tohoto přenosu je třeba, aby byl řemen dostatečně napnutý a nedocházelo k jeho prokluzování. Sílu, působící při provozu na řemenici alternátoru, lze experimentálně zjistit velmi obtížně. Proto byla stanovena smluvní hodnota 100N působící na konci rotoru ve směru, který odpovídá ose opásání řemenice obr. 38.



Obr. 37 Označení ploch pro aplikaci zrychlení



Obr. 38 Směr síly působící na řemenici

Výpočet byl proveden na osobním počítači s procesorem AMD Turion X2 Dual Core s frekvencí 2.00GHz a 4.00GB paměti RAM, opatřeném 64bitovým systémem Windows 7 Ultimate. Při zvoleném frekvenčním rozsahu (268 – 272 Hz) a počtu kroků (40) trval jeden výpočet přibližně pět hodin a výsledný datový soubor dosahoval vždy velikosti přibližně 60GB.



10 VYHODNOCENÍ DAT

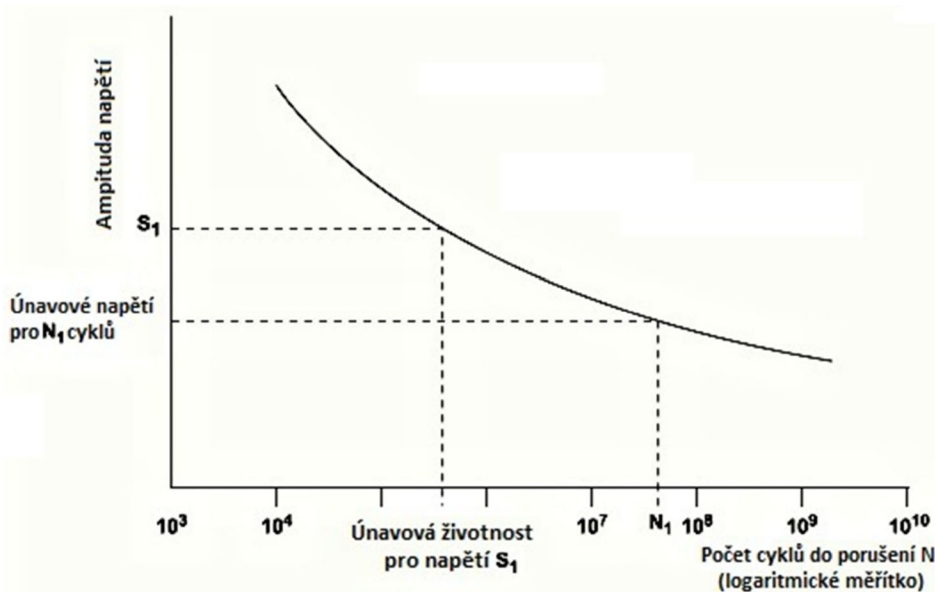
Při vyhodnocení harmonické analýzy, je nutné projít postupně všechny kroky ve zvoleném rozsahu a pomocí vhodných kritérií zhodnotit jejich dopad na životnost součástí. Jako vhodný nástroj pro vyhodnocení maximálních napětí se nejčastěji používá teorie měrné energie napjatosti, zkráceně HMH.

V *tab. 8* jsou uvedena maximální napětí dle teorie měrné energie napjatosti změn tvaru, která byla zjištěna na víku alternátoru.

Tab. 8 Výsledná napětí

Frekvence [Hz]	Napětí [MPa]
225,4	117
279,6	37,5
470,8	83,1

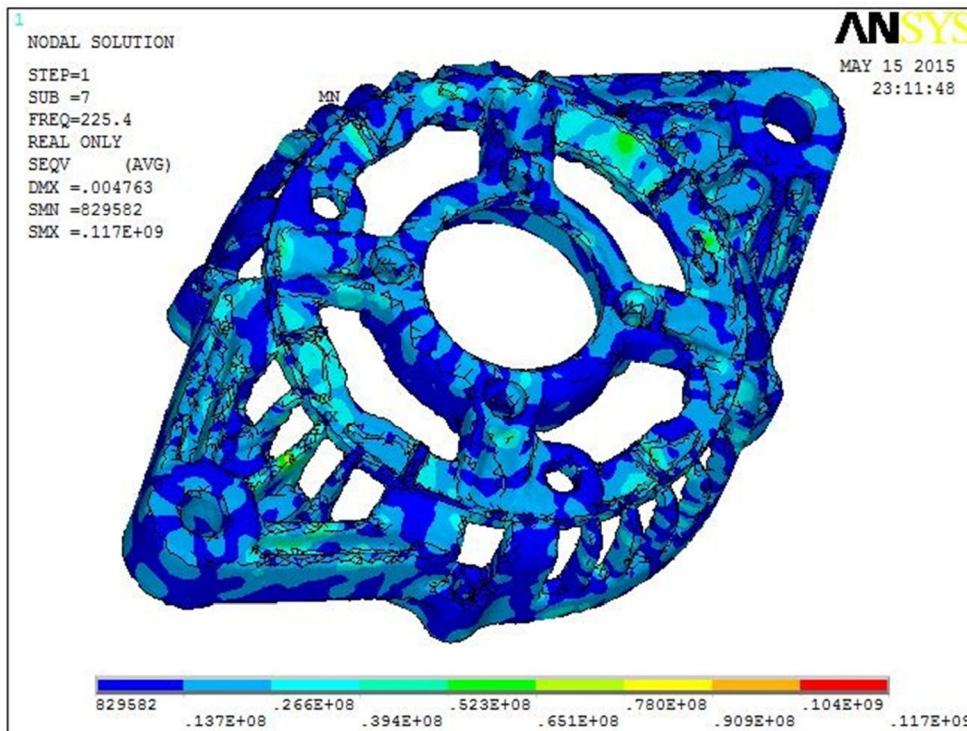
Dle očekávání docházelo k nejvyšší koncentraci napětí v oblastech napojení jednotlivých žeber. Pro posouzení nebezpečnosti výsledného napětí je třeba si uvědomit, jakým způsobem je víko alternátoru zatěžováno. Pokud by bylo zatíženo pouze staticky, lze výslednou hodnotu pouze porovnat například s mezí kluzu. Zde je situace diametrálně odlišná. Z hlediska počtu cyklů se jedná o tzv. vysokocyklovou únavu, pro kterou uvažujeme 10^3 cyklů a více. Při cyklickém namáhání se materiál porušuje už při řádově polovičním napětí než je mez kluzu nebo mez pevnosti. Vzniká tzv. únavový lom. Vztah mezi amplitudou napětí a celkovou životností, vyjádřenou počtem cyklů, ilustruje Wöhlerova křivka, *obr.39*. Z ní je patrné, že od jisté velikosti amplitudy je možné součást zatěžovat téměř nekonečným počtem cyklů.



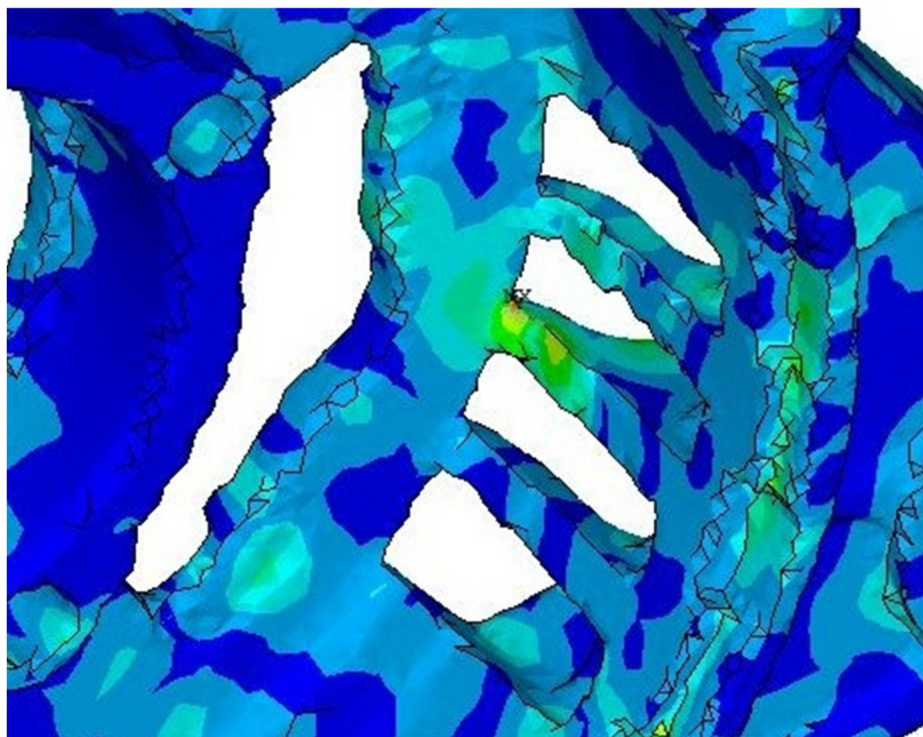
Obr. 39 Wöhlerova křivka



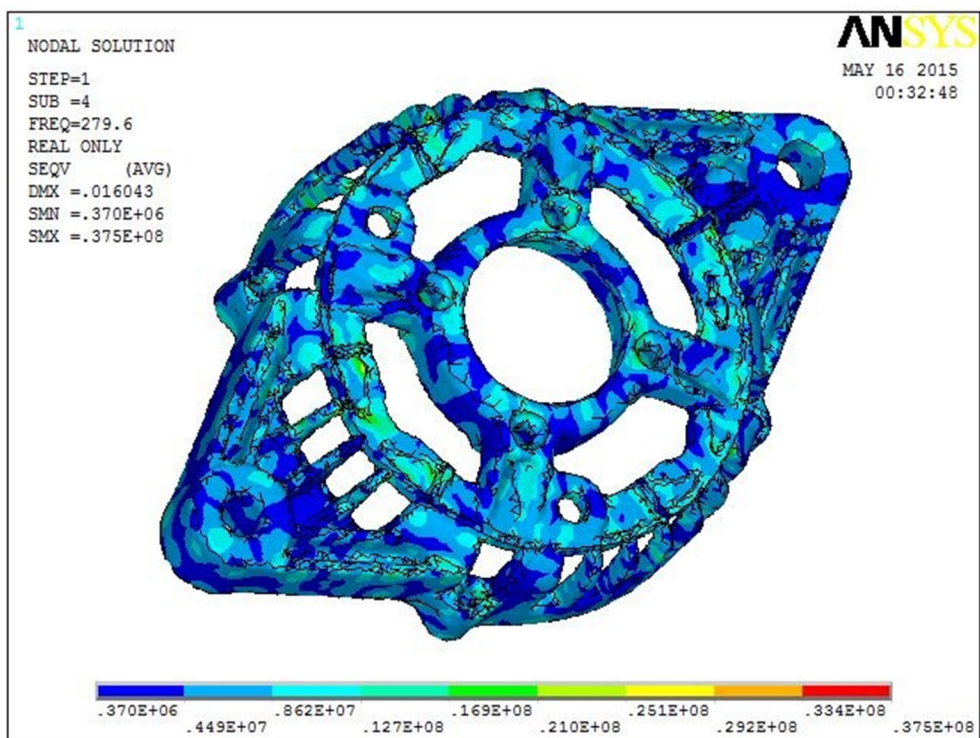
Hodnoty získané z tenzometrů při měření na voze zaznamenaly napětí mnohem nižší. Tento rozdíl je způsoben jejich umístěním, které se od míst s nejvyšší koncentrací, zjištěnou pomocí MKP, liší přibližně o 2mm. Následující obrázky ilustrují rozložení napětí na víku a lokalizaci maximálních hodnot dle HMM.



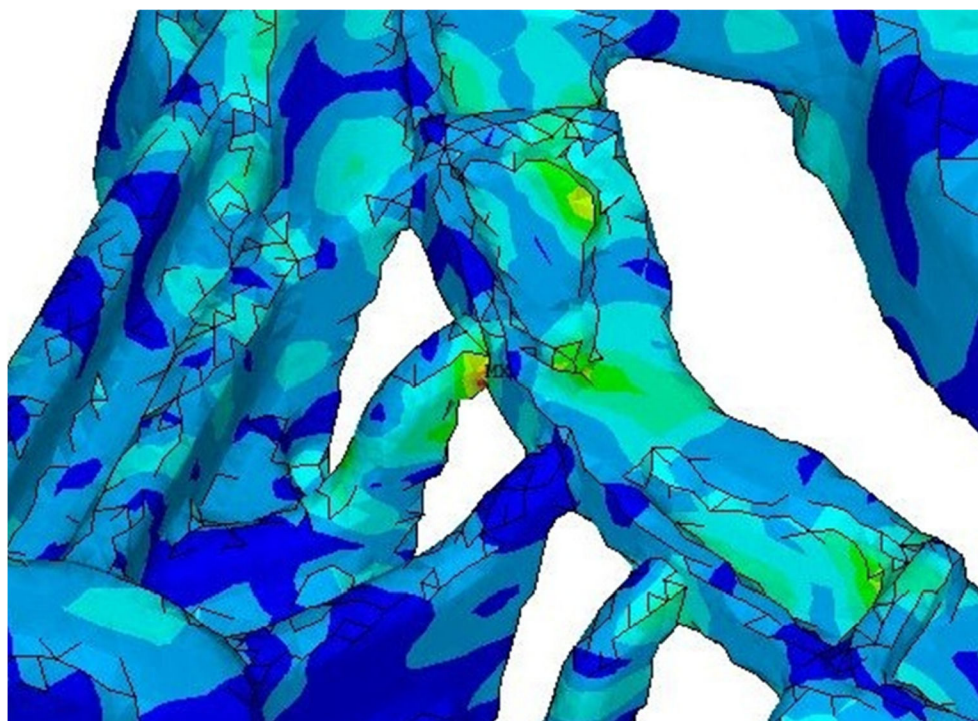
Obr. 40 Rozložení napětí pro frekvenci 225,4Hz



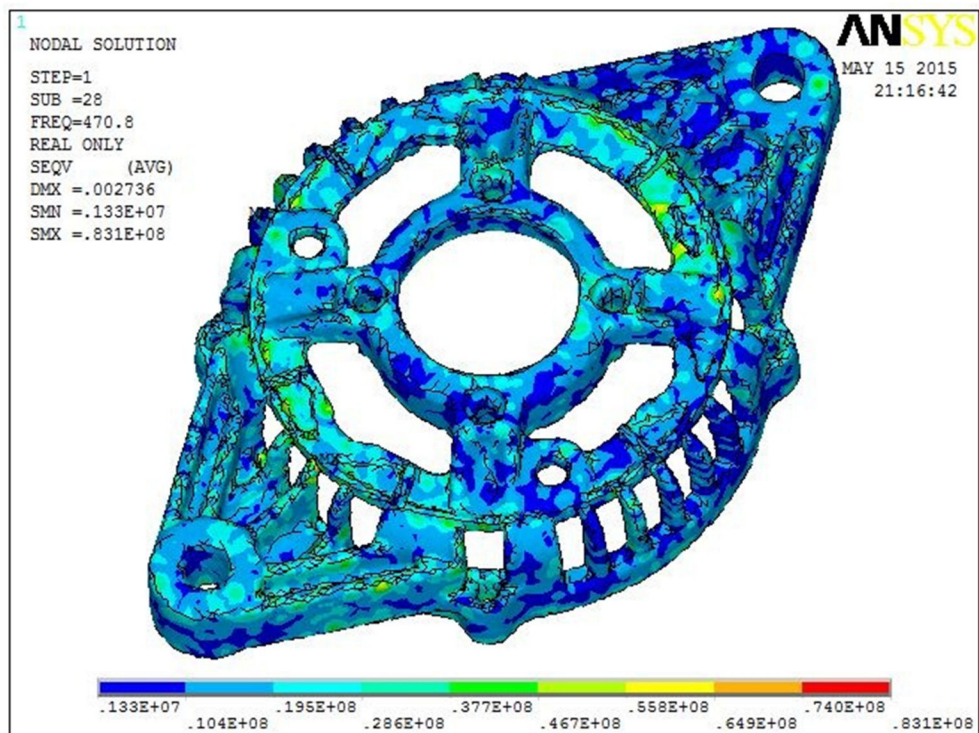
Obr. 41 Detail napětí dle HMM pro frekvenci 225,4Hz



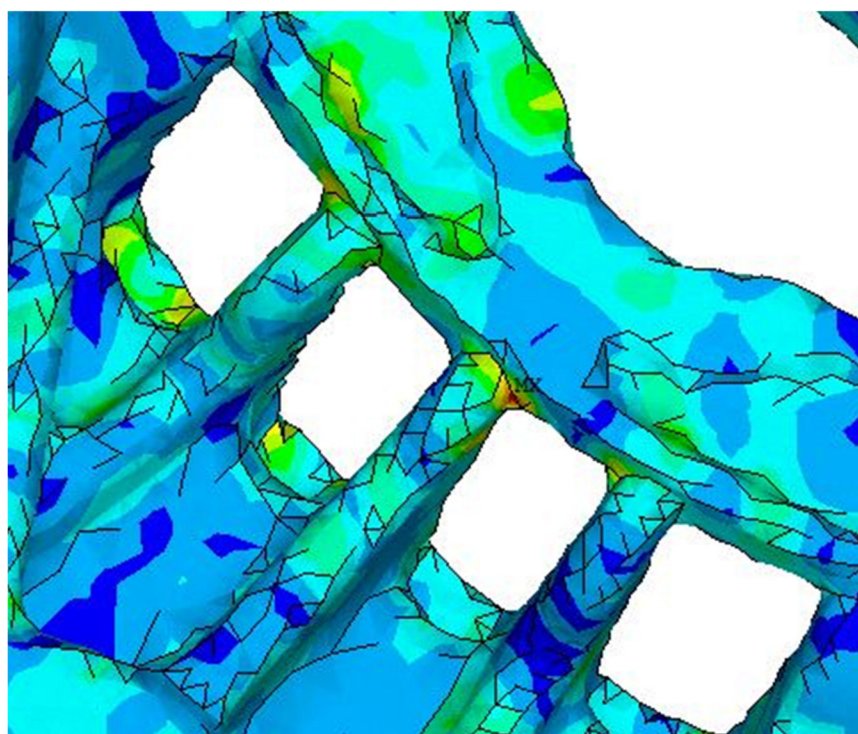
Obr. 42 Rozložení napětí pro frekvenci 279.6Hz



Obr. 43 Detail napětí dle HMH pro frekvenci 279,6Hz



Obr. 44 Rozložení napětí pro frekvenci 470.8Hz



Obr. 45 Detail napětí dle HMM pro frekvenci 470,8Hz



ZÁVĚR

Tato diplomová práce popisuje proces, při kterém se zpětně analyzuje a optimalizuje již existující součást. Často se pro takový proces využívá pojem „reverzní inženýrství“. Své uplatnění nachází nejen v oblasti mechaniky, ale i například ve výpočetní technice, či designu.

Pomocí této metody byl analyzován automobilový alternátor používaný v soutěžním voze. Vlivem vibrací motoru docházelo velmi často k porušení integrity víka alternátoru, které plní současně upevňovací funkci. U běžného automobilu, u kterého jsou vibrace potlačeny na minimum, k tomuto havarijnímu stavu nedochází. U soutěžního vozu je situace odlišná, neboť je konstruován pro dosažení nejlepšího jízdního výkonu a jízdní komfort je druhořadý. Víko alternátoru je konstruované jako hliníkový odlitek, který se geometricky liší od teoretického 3D modelu a právě z této vlastnosti plynula nutnost, vytvořit 3D model vycházející z reálné součásti. Toho bylo docíleno optickým 3D skenováním, které poskytne velmi přesné převedení reálné součásti do digitálního modelu. Jako nevýhoda této metody se nakonec ukázala jistá omezení, která plynula z velmi náročné geometrie skenované součásti. Místa, která byla opticky velmi těžko dosažitelná, byla v digitální podobě nekvalitní a v horším případě dokonce mnoho dat chybělo. Proto následovala náročná oprava dat, která si vyžádala velké množství času. Je tedy více než vhodné věnovat praktickému skenování více času a pečlivosti. Po zdlouhavé opravě dat následovalo vytvoření sítě konečných prvků. Tato síť byla připojena k existujícím komponentám, které představovaly teoretické 3D modely. Celá sestava prošla harmonickou analýzou s cílem odhalit nebezpečná místa a stanovit příslušná napětí.

Jakákoli MKP analýza se neobejde bez stanovení okrajových podmínek. Z toho důvodu bylo na vozidle provedeno měření s cílem zaznamenat vibrace od motoru, které jsou příčinou havarijního stavu alternátoru. Pomocí akcelerometrů byly zaznamenány vibrace a v programu Matlab provedeno vyhodnocení v časové i frekvenční doméně. Na základě těchto dat byly okrajové podmínky stanoveny a analýza provedena. Výsledky analýzy potvrdili oblast výskytu kritických míst. Tomu však předcházelo několikeré upravení sítě víka. Při prvotním návrhu sítě a provedení analýzy se ukázalo, že kvalita sítě významně ovlivňuje výsledky. Postupně byla síť zpřesňována až do úrovně, kdy se přestala na modelu objevovat nebezpečná místa, která byla očividně způsobena právě nekvalitou sítě. Výsledná napětí by z hlediska statického zatěžování nepředstavovala kritické hodnoty, ale vzhledem k dynamickému charakteru zatěžování se jsou tyto hodnoty vysoké. Pro jejich snížení by bylo vhodné pozměnit konstrukční řešení uložení alternátoru s cílem potlačit nebezpečné vibrace a tím snížit výsledná napětí.

K největším přínosům této práce tedy patří osvojení si techniky reverzního inženýrství a vytvoření výpočtových modelů, které na rozdíl od teoretických modelů, poskytují mnohem přesnější výsledky.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NAVRÁTIL, Miroslav, PLUHAŘ Oldřich. *Měření a analýza mechanického kmitání: metody a přístroje*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1986, 401 s.
- [2] SMETANA C.: *Hluk a vibrace*, Sdělovací technika, Praha 1988, ISBN 80-901936-2-5
- [3] KREIDL, Marcel, ŠMÍD Radislav. *Technická diagnostika: senzory, metody, analýza signálu*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2006, 406 s. ISBN 80-7300-158-6.
- [4] BRUEL & KJÆR. *Mechanical Vibration and Shock Measurements*. 2.vyd. Denmark 1984, ISBN 87-87355-34-5
- [5] NOVOTNÝ, P. *Pružná tělesa v MBS*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2011. Podklady k předmětu Výpočtové modely.
- [6] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997, VII, 174 s. ISBN 80-901936-1-7.
- [7] SMUTNÝ, Jaroslav a Luboš PAZDERA. *Časově frekvenční analýza reálných signálů*. 1. vyd. Brno: ECON, 2003, 191 s. ISBN 80-86433-23-4.
- [8] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1991, 129 s.
- [9] MILÁČEK, Stanislav. *Modální analýza mechanických kmitů*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1992, 154 s.
- [10] PÍŠTĚK, Václav. *Aplikovaná mechanika*. 2. přeprac. a rozš. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1987, 179 s.
- [11] APETAUR, Milan a Jan RÁFL. *Konstrukce automobilů*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1994, 149 s.
- [12] JEDELSKÝ, Jan. *Vyhodnocování dílčích zdrojů hluku a vibrací spalovacího motoru*. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 2002. 33 s. ISBN 80-214-2186-x. Dizertační práce.
- [13] Engine: Engine Components: Valves & valve trains [online] [cit. 2015-01-03]. Dostupné: <http://www.cdtextbook.com/engines/comp/vlves/valveseat.html>
- [14] Accelerometers for your Robot. *Hardware Feedfurry*. [online] [cit. 2015-01-03]. Dostupné: <http://hardware.feedfurry.com/content/28918549-accelerometers-for-your-robot-the-adxl202-and-the-memsic-2125.html>
- [15] Trochoidal Oil Pump. *FOUR STROKE LUBRICATION*. [online] [cit. 2015-01-03]. Dostupné: http://www.dansmc.com/4_stroke_oilpump.htm



- [16] VAVERKA, M. VRBKA, M. *Metoda konečných prvků*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 2006. Podklady k předmětu metody konečných prvků.
- [17] ŠPANIEL, M. *MKP model ojnice – geometrie a síť*. [online] [cit. 2015-03-01]. Dostupné: <http://www.civ.cvut.cz/ESF/info/MKP/>
- [18] ATOS Triple Scan. *MCAE Systems*. [online] [cit. 2015-03-17]. Dostupné: <http://www.mcae.cz/atos>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

[B]	[-]	matice tlumení
[K]	[-]	matice tuhosti
[M]	[-]	matice hmotnosti
{ \dot{q} }	[-]	vektor rychlostí
{ \ddot{q} }	[-]	vektor zrychlení
{q}	[-]	vektor posuvů
{Q}	[-]	vektor vlastních čísel
a	[ms ⁻²]	zrychlení
A	[ms ⁻² N ⁻¹]	inertance
DFT	[-]	Diskrétní Fourierova transformace
f	[Hz]	frekvence
F	[N]	působící síla
FFT	[-]	Rychlá Fourierova transformace
F _p	[N]	síla působící na písní skupinu
H	[-]	přenosová funkce
p	[Pa]	tlak
S _M	[m]	amplituda výchylky
S _p	[m ²]	plocha pístu
STFT	[-]	Krátkodobá Fourierova transformace
v	[ms ⁻¹]	rychlost
X _n	[m]	amplituda výchylky
Y	[ms ⁻¹ N ⁻¹]	pohyblivost
α	[mN ⁻¹]	poddajnost
φ	[°]	fázový posuv
ω	[s ⁻¹]	úhlová frekvence
Ω	[Hz]	budicí frekvence