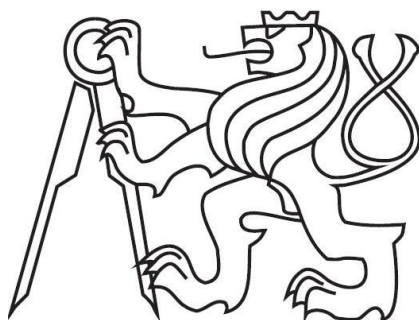


**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



**Strukturální analýza bloku motoru se spodní skříní a prodlouženého  
bloku motoru s víky ložisek**

Diplomová práce

Bc. Michal Voráček

Vedoucí práce:

Ing. Josef Kazda

Praha 2015

**Autor:** Michal Voráček

**Název diplomové práce:** Strukturální analýza bloku motoru se spodní skříní a  
prodlouženého bloku motoru s víky ložisek

**Škola:** České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní

**Ústav:** Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Rok vydání:** 2015

**Vedoucí diplomové práce:** Ing. Josef Kazda

**Školitel specialista:** Ing. Martin Krajíček

**Počet stran:** 78

**Počet příloh:** 5

**Klíčová slova:** Spalovací motor, metoda konečných prvků, modální analýza, únavová analýza, NVH analýza

**Abstrakt:** Tato diplomová práce řeší strukturální analýzu bloku motoru se spodní skříní a prodlouženého bloku motoru. Ze zadané geometrie budou vysítovány 3D MKP modely všech součástí. Následně MKP modely budou sestaveny do dvou sestav motoru a zredukovány. V práci budou vyšetřeny modální, únavové a NVH analýzy, jejichž výsledky budou vzájemně porovnány. Oba modely, tj. blok motoru se spodní skříní a prodloužený blok motoru s víky ložisek budou zatíženy působícími silami. Cílem diplomové práce je vyhodnotit vlivy odlišné zástavby klikového hřídele v bloku motoru.

**Author:** Michal Voráček

**Title of the Diploma Thesis:** Structural Analysis of Bedplate Block Design and Deep Skirt Block Design

**University:** Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering

**Department:** Department of Automotive, Combustion engine and Railway Engineering

**Year of Issue:** 2015

**Supervisor of the Diploma Thesis:** Ing. Josef Kazda

**Co-supervisor of the Diploma Thesis:** Ing. Martin Krajíček

**Number of Pages:** 78

**Number of Appendices:** 5

**Keywords:** combustion engine, finite element method, modal analysis, fatigue analysis, NVH analysis

**Abstract:** This diploma thesis is focused on structural analysis of bedplate block design and deep skirt block design. At first, from given parts a finite element mesh will be created. Next step will be to assemble meshed parts into two block engine assemblies with different crankcases. Modal analysis, fatigue analysis and NVH analysis will be carried out and results will be compared to each other. Forces will be applied to both block engine assemblies (bedplate block design and deep skirt design). The aim of this diploma thesis is to evaluate influences between different block designs.

## **Prohlášení o autorství**

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a uvedl veškeré použité informační zdroje v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užívání tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne .....

.....

Bc. Michal Voráček

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat celé mé rodině za psychickou i finanční podporu, bez které by tato práce nevznikla.

Veliké poděkování patří mému vedoucímu diplomové práce, panu Ing. Josefu Kazdovi, za jeho odborné rady a připomínky, zejména z oblasti konečných prvků. Veliké poděkování patří také panu Ing. Martinu Krajíčkovi za jeho věnovaný čas, ochotu a rychlost, s jakou mi byl vždy nápomocen během řešení jakéhokoliv problému.

## Obsah

1. Úvod .....	11
2. Úvod do spalovacích motorů.....	12
2.1 Historie spalovacích motorů.....	13
2.2 Konstrukce spalovacího motoru.....	15
2.2.1 Blok motoru.....	15
2.2.2 Kliková skříň.....	16
2.3 Vyšetřované motory.....	20
2.4 Návrh vík ložisek prodlouženého bloku motoru .....	21
2.4.1 Výpočet předpětí šroubů.....	25
2.5 Návrh konzolí pro uchycení bloku motoru ke karosérii .....	26
3. Metoda konečných prvků.....	28
3.1 Úvod do teorie.....	28
3.1.1 Stručná historie .....	29
3.2 Matematická definice MKP .....	30
3.3 Typy sítí a jejich vlastnosti.....	32
3.4 Vytvoření konečně-prvkové sítě obou variant .....	35
4. Modální analýza .....	41
5. Redukce sestavy motoru .....	43
5.1 Redukce bloku motoru .....	44
5.2 Redukce klikové hřídele.....	45
6. Metoda Component Mode Synthesis .....	47
7. Únavová analýza.....	48
7.1 Únava materiálu .....	48
7.2 Výsledné součinitele bezpečnosti únavové analýzy.....	51
8. Analýza vyzařovaného hluku – NVH.....	56
8.1 Vyšetřované plochy motoru .....	57
8.2 Výsledky analýzy vyzařovaného hluku .....	59
8.2.1 Vliv olejové vany.....	61
8.2.2 Tvar spodní části bloku motoru.....	61
8.2.3 Ložiskové vůle.....	62
8.2.4 Campbellovi diagramy.....	63
9. Závěr.....	71
10. Použitá literatura.....	73

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Fáze spalovacího motoru: Sání, komprese, expanze, výfuk [21] .....	13
Obrázek 2: Ottův motor – 1878 [22] .....	14
Obrázek 3: Dieselův motor - 1893 [23] .....	14
Obrázek 4: Krátký blok motoru – short skirt [24].....	17
Obrázek 5: Prodloužený blok motoru – deep skirt [25] .....	17
Obrázek 6: Skeletový rám - skeleton blok [9].....	17
Obrázek 7: Ložiskové víko – cap [26].....	18
Obrázek 8: Ložiskový nosník – bearing beam [11] .....	18
Obrázek 9: Žebříkový rám – ladder frame girdle [11] .....	18
Obrázek 10: Samotný ladder frame [27] .....	18
Obrázek 11: Spodní skříň – bedplate [28] .....	19
Obrázek 12: Šroubení do X – X-bolting [29] .....	19
Obrázek 13: CAD modely bloku motoru se spodní skříňí .....	20
Obrázek 14: CAD modely prodlouženého bloku motoru .....	20
Obrázek 15: Zatížení ložiskového víka.....	22
Obrázek 16: Zavazbení ložiskového víka .....	22
Obrázek 17: Kritická místa ložiskového víka .....	23
Obrázek 18: Průběh napětí 1. varianty lož. víka.....	24
Obrázek 19: Průběh deformace 1. varianty lož. víka.....	24
Obrázek 20: Průběh napětí 2. varianty lož. víka.....	24
Obrázek 21: Průběh deformace 2. varianty lož. víka.....	24
Obrázek 22: Průběh napětí 3. varianty lož. víka.....	25
Obrázek 23: Průběh deformace 3. varianty lož. víka.....	25
Obrázek 24: Přední konzole pro uchycení motoru do karoserie.....	26
Obrázek 25: Zadní konzole pro uchycení motoru do karoserie .....	26
Obrázek 26: Rozložení sil na konzole od přetížení motoru silou 5 G .....	27
Obrázek 27: Analýza napjatosti při zatížení 5 G .....	27
Obrázek 28: Průběh posunutí (deformace) součásti při zatížení 5 G.....	27
Obrázek 29: Typy 3D elementů a pozice uzlů [14] .....	32
Obrázek 30: Proces konečně prvkové analýzy [13] .....	34
Obrázek 31: Tetra collapse prvku [31] .....	37
Obrázek 32: Míra odlišnosti tvaru elementu od ideálního - Jacobian [31] .....	37
Obrázek 33: Konečně – prvková sestava motoru se spodní skříňí (bedplate) .....	38
Obrázek 34: Řez konečně–prvkové sestavy motoru se spodní skříňí (bedplate).....	38
Obrázek 35: Vnitřní části motoru: šrouby, vložky válců, těsnění a ložiskové pánve .....	39
Obrázek 36: Konečně – prvková sestava prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek .....	39
Obrázek 37: Řez konečně – prvkové sestavy prodlouženého motoru (deep skirt) s víky ložisek .....	40
Obrázek 38: Konečně – prvkový model klikové hřídele .....	40
Obrázek 39: 1. tvar kmitu bloku motoru se spodní skříňí (bedplate) – 1 . vlastní frekvence 541,1 Hz. 43	
Obrázek 40: 1. tvar kmitu prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek – 1. vlastní frekvence 385,8 Hz.....	43
Obrázek 41: Redukce bloku motoru v softwarovém prostředí Engdyn .....	45
Obrázek 42: Redukce klikového hřídele, setrvačníku a rozvodového kola .....	46
Obrázek 43: Redukce celé sestavy motoru – blok, kliková hřídel .....	46

Obrázek 44: Wöhlerova křivka pro materiál s mezí kluzu $\sigma_K = 240$ [MPa] a mezí únavy $\sigma_{c0} = 120$ [MPa] [3].....	49
Obrázek 45: Konstrukce Haighova diagramu [9].....	50
Obrázek 46: Kritická místa klikového hřídele – konstrukční zaoblení hlavních a vedlejších čepů, olejové dutiny.....	51
Obrázek 47: Detail konstrukčního zaoblení mezi hlavním čepem a ramenem (pod hlavními ložisky) .	51
Obrázek 48: Řez konečně-prvkovým modelem klikové hřídele .....	51
Obrázek 49: Lokace nejnižší hodnoty součinitele bezpečnosti 1,74 klikového hřídele – prodloužený blok motoru (deep skirt) .....	52
Obrázek 50: Váhové filtry [32].....	57
Obrázek 51: Vyšetřované plochy levé strany bloku motoru se spodní skříní (bedplate).....	58
Obrázek 52: Vyšetřované plochy levé strany prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	58
Obrázek 53: Vyšetřované plochy pravé strany bloku motoru se spodní skříní (bedplate) .....	58
Obrázek 54: Vyšetřované plochy pravé strany prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek .....	58
Obrázek 55: Závislost ložiskové vůle na hladině akustického tlaku [16].....	63
Obrázek 56: Blok motoru se spodní skříní (bedplate).....	64
Obrázek 57: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	64
Obrázek 58: Blok motoru se spodní skříní (bedplate).....	65
Obrázek 59: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	65
Obrázek 60: Blok motoru se spodní skříní (bedplate).....	66
Obrázek 61: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	66
Obrázek 62: Blok motoru se spodní skříní (bedplate).....	67
Obrázek 63: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	67
Obrázek 64: Blok motoru se spodní skříní (bedplate).....	68
Obrázek 65: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	68
Obrázek 66: Blok motoru se spodní skříní (bedplate).....	69
Obrázek 67: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	69
Obrázek 68: Blok motoru se spodní skříní (bedplate).....	70
Obrázek 69: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	70



## Seznam grafů

Graf 1: Výsledné součinitele bezpečnosti konstrukčních zaoblení hlavních čepů klikového hřídele napříč provozními otáčkami - blok motoru se spodní skříní (bedplate) .....	52
Graf 2: Výsledné součinitele bezpečnosti konstrukčních zaoblení hlavních čepů klikového hřídele napříč provozními otáčkami – prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek .....	53
Graf 3: Minimální hodnoty souč. bezp. – hlavní čepy .....	54
Graf 4: Minimální hodnoty souč. bezp. – ojniční čepy .....	54
Graf 5: Minimální hodnoty souč. bezp. – olejové dutiny v hlavních čepích.....	54
Graf 6: Minimální hodnoty souč. bezp. – olejové dutiny v ojničních čepích.....	55
Graf 7: Srovnání hladin akustického tlaku – dBA .....	59
Graf 8: Srovnání hladin akustického tlaku – dBL.....	59
Graf 9: Podíl vyzařovaného hluku bloku motoru a olejové pánve ku celkovému hluku motoru - blok motoru se spodní skříní (bedplate) .....	62
Graf 10: Podíl vyzařovaného hluku bloku motoru a olejové pánve ku celkovému hluku motoru – prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	62

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Konstrukční varianty ložiskového víka .....	23
Tabulka 2: Materiálové vlastnosti .....	28
Tabulka 3: Velikost konečně – prvkových modelů bloku motoru se spodní skříní (bedplate).....	35
Tabulka 4: Velikost konečně – prvkových modelů prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek.....	36
Tabulka 5: Porovnání vlastních frekvencí obou variant .....	42
Tabulka 6: Hladiny akustického tlaku jednotlivých ploch obou variant motoru.....	60

## Seznam použitých zkratek

MKP	Metoda konečných prvků
NVH	Noise, Vibration and Harshness (hluk, vibrace a tvrdost chodu)
CMS	metoda Component Mode Synthesis
CAD	Computer Aid Design (formát 3D geometrie součástí)
OHV	Over Head Valve (ventilový rozvod s ventily nad hlavou motoru)
OHC	Over Head Camshaft (ventilový rozvod s vačkovou hřídelí nad hlavou motoru)
DOHC	Double Over Head Camshaft (ventilový rozvod se dvěma vačkovými hřídeli nad hlavou)
FEM	Finite Element Method (metoda konečných prvků)

# 1. Úvod

Cílem této diplomové práce je porovnat dva bloky motoru s rozdílnou zástavbou klikového hřídele. Porovnání je z hlediska strukturální analýzy, zejména únavové analýzy klikového hřídele a analýzy vyzařovaného hluku jednotlivých ploch obou bloků. Strukturální analýza celého motoru je v praxi velice komplikovaný a náročný proces a z hlediska objemnosti dat ji není možné provést v rámci jedné diplomové práce. Analýzy byly provedeny metodou konečných prvků, jejíž základem je rozdělení, neboli diskretizace geometrie všech součástí.

Vyšetřované bloky motoru vycházejí z atmosférického vznětového řadového čtyřválců, zkonstruovaného pro lehký nákladní automobil kategorie N1. Tato diplomová práce probíhala ve spolupráci s firmou Ricardo Prague s.r.o., a to v oddělení zabývající se výpočty metodou konečných prvků. V rámci této práce bylo využito zkušeností firmy Ricardo Prague s.r.o. Práce je založena na soudobých postupech řešení výpočetních problémů.

Prvním krokem diplomové práce byly CAD modely sestavy bloku motoru s uložením klikové hřídele pomocí spodní skříně (bedplate), poskytnuté firmou Ricardo Prague s.r.o. Aby bylo možné provést porovnávací metodiku, bylo zapotřebí CAD model bloku motoru se spodní skříní (bedplate) upravit na prodloužený blok motoru (deep skirt) s uložením klikové hřídele pomocí vík ložisek a následně vyhodnotit parametry obou variant uložení. Důležitým kritériem bylo zachovat klikový hřídel shodný pro obě varianty. Po konstrukčních úpravách bylo možné začít s převáděním geometrie CAD modelů do modelů konečně-prvkových.

Následně byly vytvořeny dvě konečně-prvkové sestavy motoru, sestávající se z bloku motoru (blok válců, hlava, olejová vana, kliková skříně), rozvodové skříně a skříně pro setrvačnick, připravené pro porovnání. Metoda konečných prvků byla použita z důvodu jejího univerzálního použití a široké rozšířenosti, a jejíž výsledky dosahují výsledků srovnatelné s realitou.

Základem pozdějších analýz byla modální analýza, jejíž výsledkem byly tvary kmitu vlastních frekvencí, kterými sestavy volně kmitají, a redukce obou konečně-prvkových sestav na zkrácení výpočetního času, při dodržení požadované přesnosti výsledku.

V rámci práce byly provedeny únavové analýzy klikového hřídele pro obě motorové motorové, jejíž výsledky jsou součástí strukturální analýzy. Následně byly provedeny analýzy

vyzařovaného hluku, kde byla věnována zvýšená pozornost bočnicím motoru a olejové vany, která je, podle zkušeností, výrazným zdrojem hluku. Veškeré práce a postupy probíhaly v prostředí firmy Ricardo Prague s.r.o.

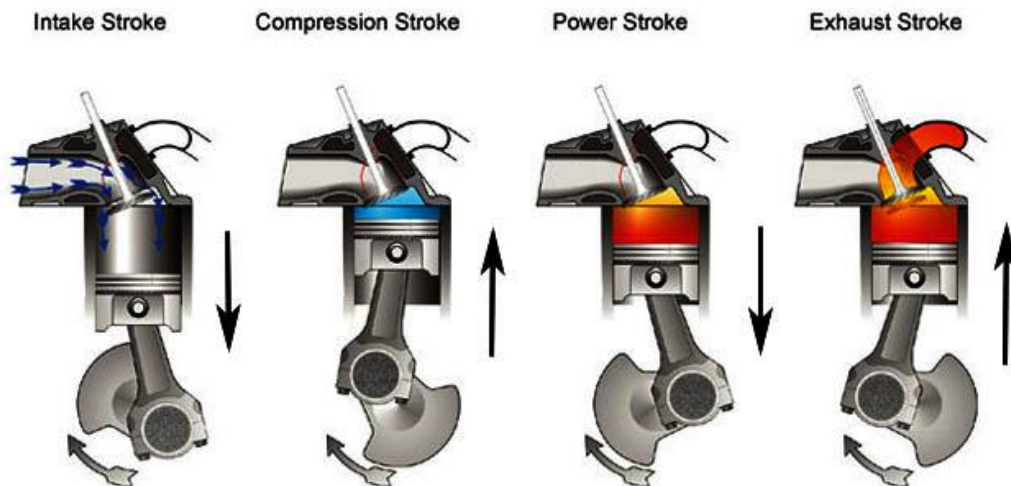
Jelikož současným trendem v automobilovém průmyslu je snižování hmotnosti a emisí, jež jde ruku v ruce s těmito analýzami, tato diplomová práce může být svými výsledky přínosem při návrhu motoru s podobnými parametry.

## 2. Úvod do spalovacích motorů

Principem spalovacích motorů, jako tepelných hnacích strojů, je přeměna tepelné energie na energii mechanickou. Teplo je do stroje dodáváno ve formě motorového paliva a jeho přeměna na mechanickou práci je realizována za poměrně vysoké účinnosti. Spalování paliva za přítomnosti kyslíku, odebíraného převážně ze vzduchu, se uvolňuje tepelná energie. Teplo se teoreticky předává pouze spaliny chemických reakcí, proběhnutými nejčastěji uvnitř válce motoru, při nichž dochází ke zvýšení teploty a tlaku. V současné době se do válce dodává vzduch stlačený, nejčastěji kompresorem poháněným turbínou ve výfukovém potrubí, což má za následek zvýšení teploty pracovního oběhu a lepší tepelné účinnosti [1].

Spaliny, které jsou ohřáté na vysokou teplotu oxidací paliva, konají pak již užitečnou práci působením tlaku na píst motoru, který uvádějí v přímočarý posuvný pohyb, který se klikovým mechanismem mění na pohyb rotační. U spalovacích motorů probíhá spalování nejčastěji uvnitř pracovního válce. Pracovní oběh, který se skládá ze čtyř fází, a to ze sání, komprese, expanze a výfuku, viz obr. č. 1, je otevřený a pracovní látka se neustále vyměňuje. Zásadní předností spalovacích motorů je pracovní proces probíhající, v případě čtyřdobého ve dvou otočeních klikového hřídele ( $720^\circ$ ) a v případě dvoudobého v jedné otáčce klikového hřídele ( $360^\circ$ ), a žádná součást není trvale vystavena nejvyšším spalovacím teplotám, které dosahují  $1500 - 2000^\circ\text{C}$  i více. Součásti uvnitř spalovacího motoru jsou vystaveny pouze průměrným teplotám celého pracovního oběhu, což umožňuje lepší tepelnou účinnost v porovnání např. se spalovací turbínou. Celková účinnost spalovacích motorů i bez využití odpadního tepla ve formě výfukových plynů a chladícího média je až 40 % i více [5].

V současné době jsou spalovací motory vlivem hybridizace pohonného ústrojí nahrazovány nebo podporovány elektromotory, které mají nulové provozní emise a vyžadují minimální údržbu.



Obrázek 1: Fáze spalovacího motoru: Sání, komprese, expanze, výfuk [21]

## 2.1 Historie spalovacích motorů

První myšlenkou využití tepelné energie ze stělného prachu jako zdroje práce, se zabývali v letech 1678 - 1698 ve Francii pánové Hautefeuille a Papin. Nicméně návrhy takového motoru nebyly provedeny [5].

Za první spalovací motor by se dala považovat turbína, kterou v roce 1791 navrhl a sestrojil Angličan Barber. Oběžné kolo turbíny bylo poháněno proudem spalin směsi plynu a vzduchu. Roku 1794 další Angličan Street vypracoval návrh pístového motoru, který spaloval terpentýnový olej smíšený se vzduchem, avšak ani tento návrh nevedl k praktickému využití. Teprve roku 1792 opět v Anglii pan Murdoch použil k osvětlení svítiplyn, který poskytl základ vhodnému palivu pro spalovací motory [5].

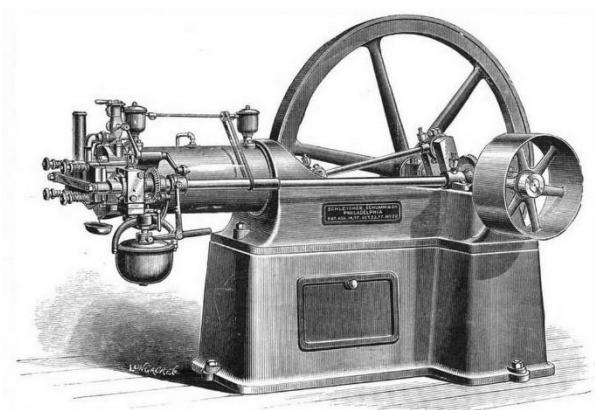
Skutečné návrhy motorů na plynná paliva přinesl až počátek 18. století a teprve roku 1860 ve Francii byl postaven první motor na svítiplyn panem Lenoirem, který vycházel ze vzoru parního stroje. Lenoirovy motory měly výkon až 12 koní a vyrobilo se jich několik tisíc kusů.

Lenoir byl také první, kdo přišel s myšlenkou použít snadno odpařitelné kapalné palivo místo plynu [5].

Roku 1867 byl v Paříži předveden atmosférický plynový motor zkonstruovaný pány Ottem a Langem, jehož úspěch byl tak značný, že roku 1869 byla založena první továrna na výrobu plyných motorů. První čtyřdobý motor, jehož teoretický základ položil roku 1860 pan Beau de Rochas, postavil v roce 1873 hodinář Reitmann z Mnichova. Až v roce 1878 předvedl Otto na světové výstavě v Paříži ležatý čtyřdobý motor na svítiplyn, chlazený vodou. Motor dosahoval výkonu 4 koně při 170 [ot/min]. Tento motor, viz obr. č. 2, vybavený klikovým mechanismem s křížákem a jednočinným pístem, měl velmi klidný chod a znamenal počátek intenzivního vývoje motorů. Zajímavostí je, že směs byla zažehávána otevřeným plamenem. Pracovní oběh byl shodný s dnešními čtyřdobými motory [5].

V polovině 19. století byly objeveny nejprve v Americe, dále v Rusku i jinde, vydatné zdroje ropy, které poskytly základ, v té době velmi levnému, kapalnému palivu.

Roku 1884 představil německý konstruktér Daimler čtyřdobý benzínový motor, který dosahoval, do této doby nevídaných, až 800 [ot/min], a tím dal základ celému automobilovému průmyslu. O deset let později postavil Angličan Day první dvoudobý motor se sacím a výfukovým otvorem ve stěně válce ovládanými pístem. Teprve v období 1893 – 1897 byl ve strojárně v Augsburgu zkonstruován motor na těžší kapalná paliva, který byl základem pro pozdější vznětový motor navržený panem Dieselem, viz obr. č. 3. Pohled do celé historie spalovacích motorů by byl velice obsáhlý, nicméně je velice zajímavé sledovat realizaci myšlenek a nápadů, které byly v minulosti zavrhnuty jako nedokonalé a nevhodné [5].



Obrázek 2: Ottův motor – 1878 [22]



Obrázek 3: Dieselův motor - 1893 [23]

## 2.2 Konstrukce spalovacího motoru

### 2.2.1 Blok motoru

Blok motoru se skládá ze tří komponent, a to z bloku válců, hlavy válců a klikové skříňe. V počátcích vývoje motorového bloku bylo z důvodu komplikovanosti součástí nutné odlévat klikovou skříň zvlášť a zvlášť i jednotlivé válce, které byli následně sešroubovány. Později se čtyřválcové motory odlévaly jako jeden celek a kliková skříň k nim byla přišroubována. Ostatně tohoto řešení se využívá dodnes. V bloku motoru jsou rozvedeny chladicí a mazací kanály pro co nejefektivnější chlazení a mazání motoru. Celá sestava bloku motoru tvoří nosný systém zatížený vnitřními silami a momenty od spalovacího procesu, přenášeného na klikový hřídel. Při konstrukci bloku motoru se bere ohled na tuhost uložení klikového mechanismu, ale také na utlumení vibrací, a tím vyzařovaného hluku motoru. K bloku motoru je dále přišroubována rozvodová skříň a skříň setrvačnicku. Bloky motoru se rozdělují podle následujících hledisek:

- ✚ Podle použitého typu ventilového rozvodu – OHV, OHC, DOHC, atd.
- ✚ Podle způsobu chlazení motoru – vzduchem, vodou
- ✚ Podle použitého materiálu – litina, hliníkové slitiny
- ✚ Podle konstrukce – řadové, do V, do W, atd.

Litinové bloky se vyznačují příznivou pevností, dobrými tribologickými vlastnostmi a dostatečnou tuhostí v radiálním a torzním směru, což má velmi příznivý vliv na životnost motoru [1]. Navíc struktura litiny dobře tlumí vibrace, a tím přispívá k nižšímu hluku motoru. Velkou nevýhodou litinového bloku je její vysoká hmotnost. Pro zlepšení mechanických vlastností se k povrchové úpravě používá legování, zejména v místech působení nejvyšších tlaků. Alternativou pro litinové bloky jsou bloky ze slitiny hliníku, která se vyznačuje nižší hmotností, což je v současné době snižování spotřeby motorů a nízkých emisních limitů velmi žádoucí výhodou. Nevýhodou hliníkového bloku je menší pevnost, tím i nutnost zesílení stěn, nižší tribologické vlastnosti a hlavně vyšší cena. Na nejvíce namáhané plochy jsou nanášeny odolné povlaky, což cenu motoru zvyšuje ještě více [5].

## 2.2.2 Kliková skříň

Kliková skříň musí být schopna vydržet proměnlivé zatížení měnící se v krátkém časovém horizontu, přenášené napříč všemi hlavními ložisky od sil spalovacího procesu.

Při návrhu motoru je důležité věnovat zvýšenou pozornost vzniku a přenosu vibrací napříč blokem motoru. Motor jako zdroj hluku, přenáší energii materiálovou strukturou do sousedících komponent. Tato energie šířící se napříč strukturou se může buď utlumit, nebo naopak více vybudit. Signifikantní částí bloku motoru pro vybudění vibrací jsou zejména bočnice motoru. Proto dochází k mnoha optimalizacím a odlišným konstrukčním řešením právě v této části motoru. V prvotní návrhové fázi motoru je stanovena základní hladina akustického chování motoru. Vliv tuhosti a útlumu vibrací motoru je spojen s délkou bočnic skříňe bloku motoru a tvarem uchycení ložisek klikového hřídele, které jsou předmětem akustické optimalizace. Krátké bočnice bloku motoru, anglický název short skirt, končí v horizontální rovině, kde protínají rovinu, kterou prochází střed hlavních ložisek, viz obr. č. 4. Naopak dlouhé bočnice, anglický název deep skirt, viz obr. č. 5, jsou prodlouženy pod víka hlavních ložisek, anglický název cap, viz obr. č. 7. Středně krátké bočnice, anglický název medium skirt, jsou někde mezi nimi. Existuje i varianta bloku motoru bez bočnic, tzv. skeletový rám, anglický název skeleton block, viz obr. č. 6, který se ale ve vozidlových motorech prakticky nevyužívá [11].

Kliková skříň musí mít dostatečnou tuhost, aby byla schopna po celou dobu životnosti motoru udržovat správnou pozici ložisek rotujícího klikového hřídele, zatěžovaného od rotačních a setrvačných sil.

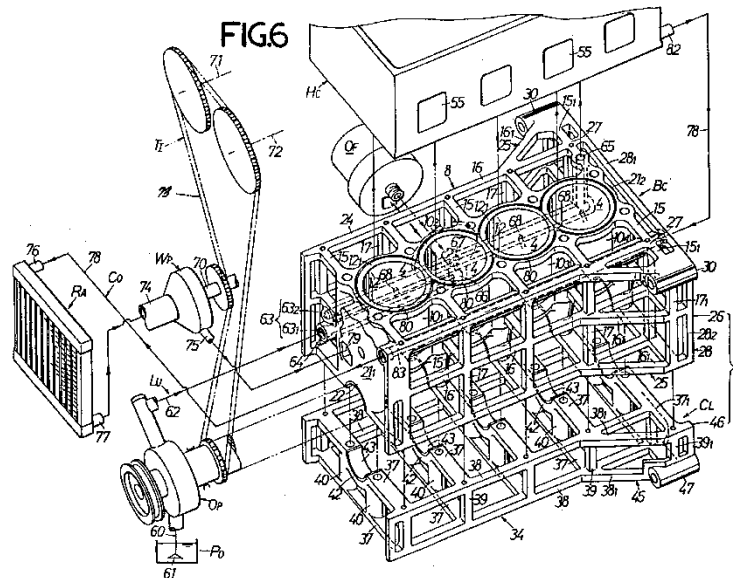




Obrázek 4: Krátký blok motoru – short skirt [24]



Obrázek 5: Prodloužený blok motoru – deep skirt [25]



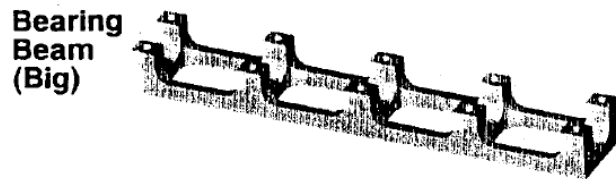
Obrázek 6: Skeletový rám - skeleton blok [9]

U většiny vozidlových motorů je použito uchycení klikového hřídele pomocí individuálních vík ložisek. Víka ložisek, viz obr. č. 7, jsou v tomto případě přišroubována k bloku motoru ve vertikálním směru předepjatými šrouby. Nejčastěji se víka ložisek vyrábějí z litiny, důvodem je její vysoká tuhost a vnitřní pružnost, umožňující tlumit vibrace motoru, viz dále.

Další variantou uchycení klikového hřídele a zvýšení tuhosti, je použití tzv. ložiskového nosníku, anglický název bearing beam. Jedná se o „nosník“ spojující víka ložisek bez dalšího upevnění k bloku motoru viz obr. 8. Ložiskový nosník má dvě provedení, s integrovanými nebo přišroubovanými víky ložisek [11].

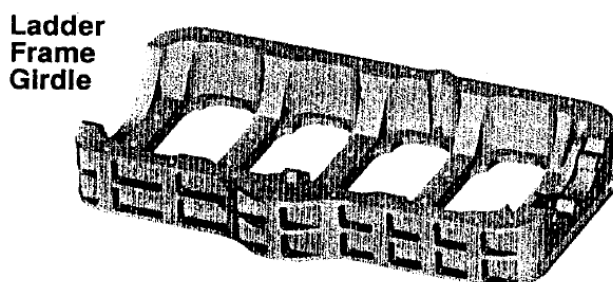


Obrázek 7: Ložiskové víko – cap [26]

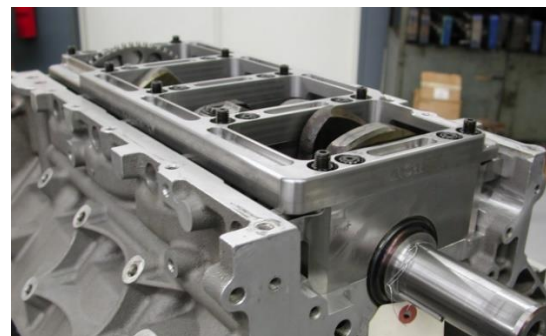


Obrázek 8: Ložiskový nosník – bearing beam [11]

Další variantou je použití tzv. žebříkového rámu, anglický název ladder frame girdle, viz obr. č. 9, který spojuje hlavní ložiska a bočnice motoru. Výhodou této varianty je zpevnění hlavních ložisek v axiálním směru a bočnice ve směru kolmém. Speciální varianta přišroubovaná pouze k víkům ložisek je samotný tzv. ladder frame. Ladder frame nezamezuje pohyb bočnic v kolmém směru a netlumí vibrace v tomto směru [11].



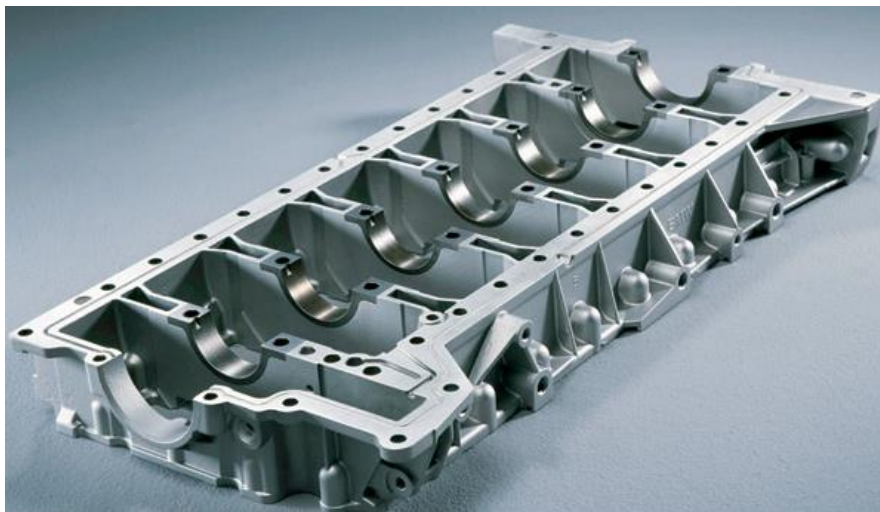
Obrázek 9: Žebříkový rám – ladder frame girdle [11]



Obrázek 10: Samotný ladder frame [27]

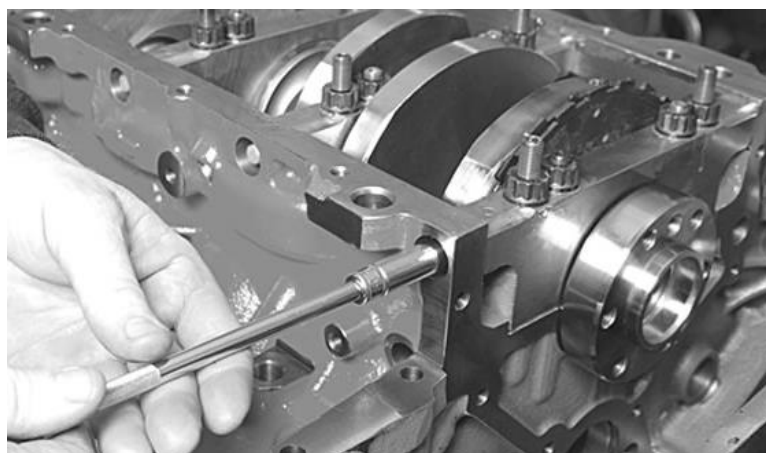
Nejtužší variantou uchycení klikového hřídele a bloku motoru je použití spodní skříňe, anglický název bedplate, viz obr. č. 11. Toto řešení je poměrně podobné žebříkovému rámu (ladder frame girdle), avšak s rozdílem, že má integrovaná víka ložisek. Spodní skříň (bedplate) je použitelná jediné pro krátké (short skirt), případně středně dlouhé bočnice (medium skirt).

Jedná se o nejtěžší provedení klikové skříňe, a také slouží jako váhová podpora bloku válců a hlavy motoru. Varianta se spodní skříň se používá ve dvou provedeních, a to z jednoho materiálu, nejčastěji litiny, nebo z hliníkové slitiny s integrovanými litinovými víky ložisek. Dobrá vnitřní pružnost litiny lépe tlumí vibrace a zpevňuje hliníkovou část struktury spodní skříňe. Integrovaná víka ve spodní skříni zvyšují lokální pevnost a poskytují dostatečnou tuhost, aby hlavní ložiska byla schopna vydržet všechna zatížení napříč celé provozní oblasti motoru [11].



*Obrázek 11: Spodní skříň – bedplate [28]*

U vozidlových motorů velkého objemu se pro zvýšení tuhosti a zachování nízké hmotnosti, šroubují individuální víka ložisek k bloku motoru ve směru kolmém na axiální, tzv. šroubení do X, anglický název X – bolting. Tato varianta je vhodná pouze pro blok motoru s dlouhými bočnicemi (deep skirt) [11].



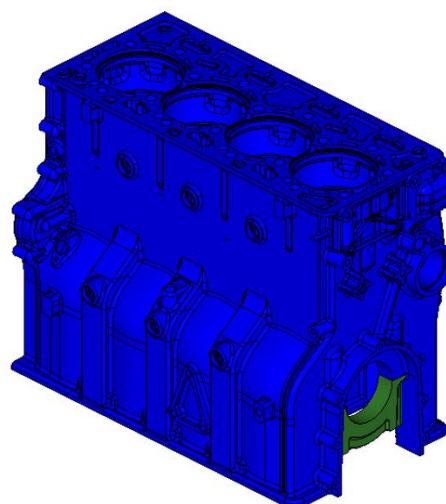
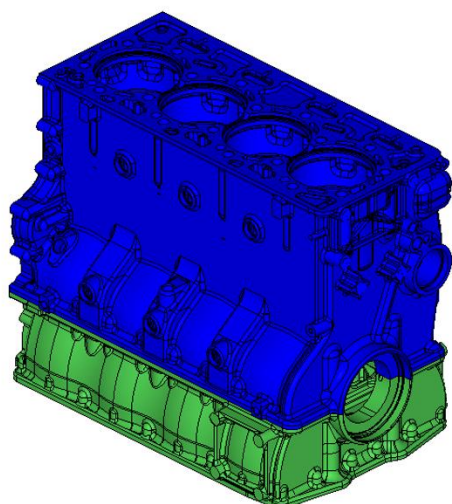
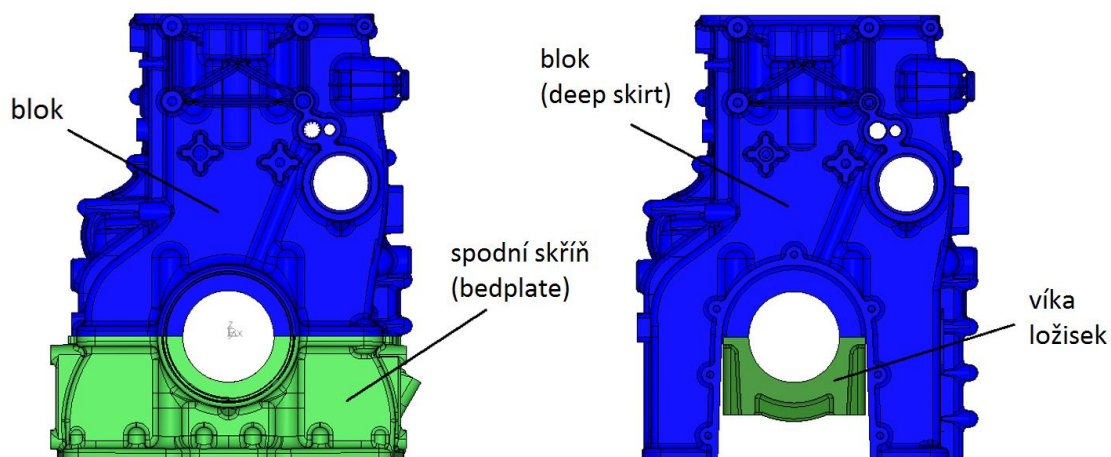
*Obrázek 12: Šroubení do X – X-bolting [29]*

## 2.3 Vyšetřované motory

Obě vyšetřované motorové varianty, viz obr. č. 13 a obr. č. 14, mají stejné parametry. Jedná se o vznětové řadové čtyřválcové s atmosférickým plněním:

✚	Objem motoru:	4500 [ccm]
✚	Maximální výkon	104 [kW]
✚	Maximální točivý moment	650 [Nm]
✚	Volnoběžné otáčky	800 [ot/min]
✚	Maximální otáčky (přeběhové)	3600 [ot/min]
✚	Nejvyšší spalovací tlak	210 [bar] při 2200 [ot/min]

Motor je určen pro nákladní automobil kategorie N1 (do 3500 kg).



Obrázek 13: CAD modely bloku motoru se spodní skříň

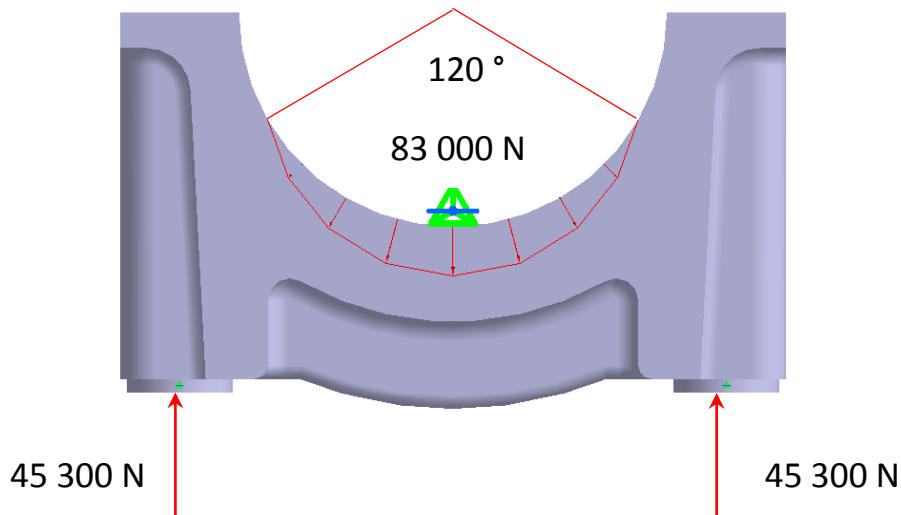
Obrázek 14: CAD modely prodlouženého bloku motoru

Výhodou této diplomové práce je fakt, že oba motory vycházejí ze stejného základu a jejich rozdíl je pouze v konstrukčním uspořádání klikové skříně a rozdílné délky bočnic bloku motoru. Tudíž výsledkové odchylky v podrobených analýzách se týkají výhradně provedených změn.

## 2.4 Návrh vík ložisek prodlouženého bloku motoru

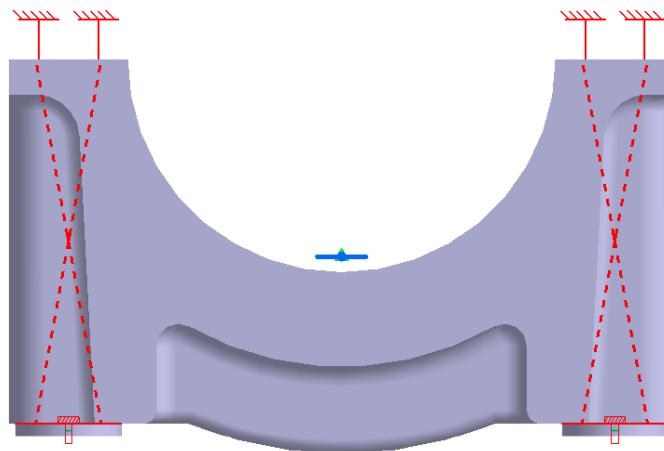
V této kapitole je řešen návrh ložiskového víka pro uchycení klikového hřídele prodlouženého bloku motoru (deep skirt). Pro návrh ložiskového víka byla použita metoda konečných prvků s automatickou tvorbou sítě v softwarovém prostředí Catia V5. Tento postup byl použit jako hrubý předběžný výpočet, jehož výsledky se řádově neliší od rozměrů „ideálního“ tvaru skutečné součásti. Rozměry součásti vycházely z požadované funkce, zatížení a omezení maximální délky ve vertikálním směru na délku bedplatů. Součást byla dimenzována na uchycení klikového hřídele pomocí předepjatých šroubů. Výpočet předpětí šroubů, viz kapitola č. 2.4.1. Na ložiskové víko působí síly od klikového hřídele pod úhlem  $120^\circ$ , také ve vertikálním směru, viz obr. č. 15. Zátěžný stav odpovídá maximálnímu možnému, který na součást může působit. Tento postup vychází z praktických zkušeností při dimenzování takovéto součásti. Průběh napětí v součásti je na obr. č.: 20. Jako materiál byla použita šedá litina (240 Grade grey cast iron), jejíž vlastnosti jsou uvedeny v tabulce č. 2.

Pro optimální tvar součásti byly navrženy tři varianty ložiskového víka, viz tabulka č. 1, z nichž byl vybrán konečný tvar pro prodloužený blok motoru. Celková analýza ložiskového víka není předmětem této práce, ale rozměry se tímto postupem řádově neliší. Kritická místa ložiskového víka, viz obr. č. 17, vycházejí z praktických zkušeností a na základě technické dokumentace [12]. Je důležité věnovat těmto místům při napěťové analýze zvýšenou pozornost. Víka ložisek mají v těchto místech největší koncentraci napětí a jsou nejvíce náchylná k porušení, zejména při plném zatížení motoru [12].



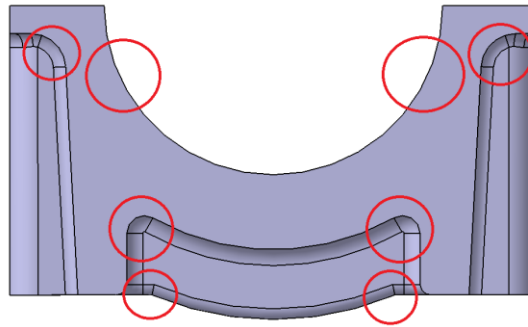
Obrázek 15: Zatížení ložiskového víka

Zavazbení ložiskového víka bylo provedeno podle obr. č. 16. V místě dotyku s blokem motoru byla součást vetknuta, jako šroub byla použita tuhá virtuální součást a kontaktní plochy byly definovány v místě podložky.



Obrázek 16: Zavazbení ložiskového víka

MKP síť pro napěťovou analýzu byla vytvořena ze čtyřstěnů, neboli tetrahedron, druhého řádu, tzn. každý element o maximální velikosti 3 mm, má 10 uzlů. Konečně-prvková síť byla vytvořena větším počtem prvků pro získání jemnější sítě a přesnějších výsledků průběhu napětí. Nevýhodou automatické generace sítě je pravidelné rozložení prvků bez možnosti zjemnění na kritických místech.



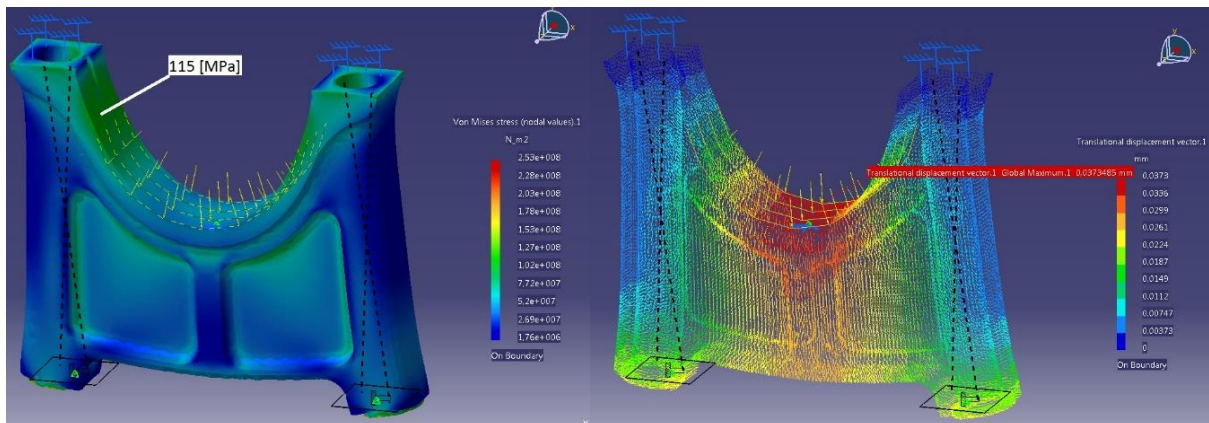
Obrázek 17: Kritická místa ložiskového víka

Pro lepší orientaci byla zavedena číselná konvence vík ložisek: víko na straně setrvačnicku se označuje číslem „1“. Tato číselná sekvence je použita i pro hlavní ložiska.

Tabulka 1: Konstrukční varianty ložiskového víka

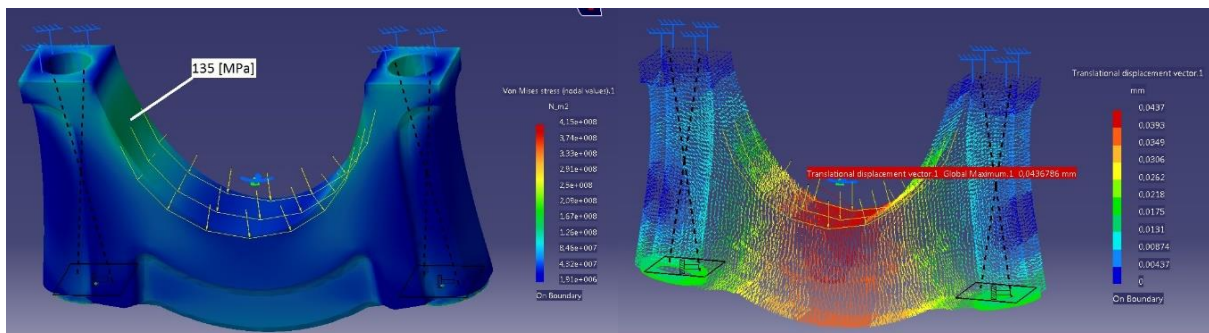
Ložiskové víko	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Hmotnost [kg]	1,765	1,453	1,026
% redukce hmotnosti	0	17,7	41,9
Náhled			
Zatížení v kolmém směru na klikový hřídel [kN]	83	83	83
Předpětí šroubů [kN]	13,6	13,6	13,6
Maximální napětí v součásti [MPa]	115	135	231
Maximální posunutí [mm]	0,0373	0,0437	0,0717
Poměr výška/min. tloušťka	9,03	4	3,3

Podle výsledků napěťové analýzy tří návrhů ložiskového víka, tabulka č. 1, se varianta č. 1 vyznačuje vysokou tuhostí, avšak zároveň nejvyšší hmotností. Varianta č. 3 se vyznačuje nejnižší hmotností, ale lokální maxima napětí dosahují hodnoty vyšší, než je mez kluzu materiálu. Výsledná varianta, která bude použita pro další analýzy, je varianta č. 2. Napěťové a deformační analýzy viz obr. č. 18 – 23 [12].



Obrázek 18: Průběh napětí 1. varianty lož. víka

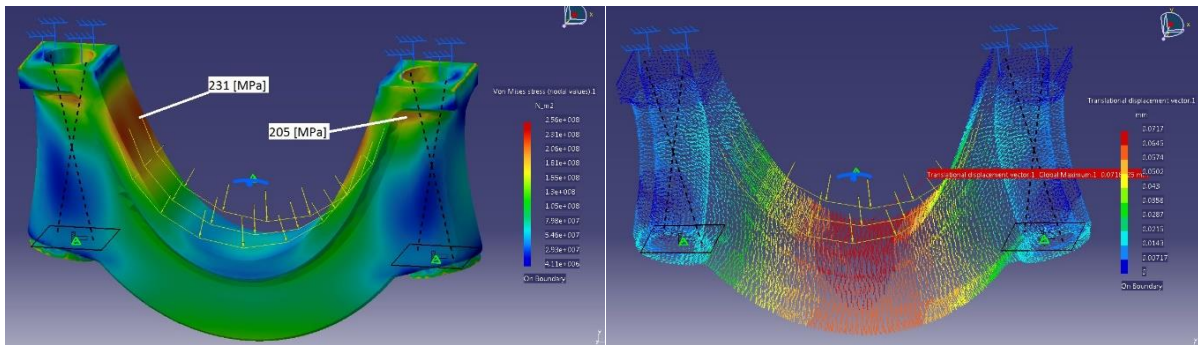
Obrázek 19: Průběh deformace 1. varianty lož. víka



Obrázek 20: Průběh napětí 2. varianty lož. víka

Obrázek 21: Průběh deformace 2. varianty lož. víka





Obrázek 22: Průběh napětí 3. varianty lož. víka

Obrázek 23: Průběh deformace 3. varianty lož. víka

#### 2.4.1 Výpočet předpětí šroubů

Možností jak mohou být šrouby utaženy, v tomto případě šrouby spojující ložisková víka a blok motoru, existuje více. Nutnou podmínkou je utáhnout všechny šrouby stejně rovnoměrně.

- 1) utažení „na moment“, kdy se šrouby utahují momentovým klíčem na stanovený krouticí moment.
- 2) utažení „na úhel“, kdy se šrouby utahují na stanovený úhel pootočení.

Ani těmito dvěma způsoby není možné zaručit stejný průběh napětí ve všech šroubech, protože se nebere v potaz tření mezi hlavou šroubu, podložkou, drsností dotýkajících se povrchů a materiálem ložiskového víka, přesnost utahovacího mechanismu nebo mazání [18].

$$\text{Výpočet předpětí šroubů: } Q_0 = A_t \cdot \sigma_{Kt} \cdot v = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \cdot 300 \cdot 0,75 \doteq 45\,300 \text{ [N]} \quad (2.4.1.1)$$

Kde:  $\sigma_{Kt}$  – mez kluzu materiálu

$v$  – míra využitelnosti meze kluzu

$A_t$  – průřez jádra šroubu

## 2.5 Návrh konzolí pro uchycení bloku motoru ke karosérii

Konzole slouží k uchycení bloku motoru ke karosérii vozidla. Dosedají na silentbloky a přenášejí síly od motoru. Tvar konzolí byl navržen tak, aby byly shodné pro obě motorové varianty a nebylo nutné pro každý motor navrhovat vlastní, viz obr. č. 24 a 25. Konzole jsou dimenzovány na přetížení 5 G od hmotnosti motoru, na které se standardně dimenzují reálné konzole motorů ve vozidlech. Dimenzování na přetížení 5 G se provádí z důvodu čelního střetu vozidla, aby nedošlo k odtržení motoru od vozidla.



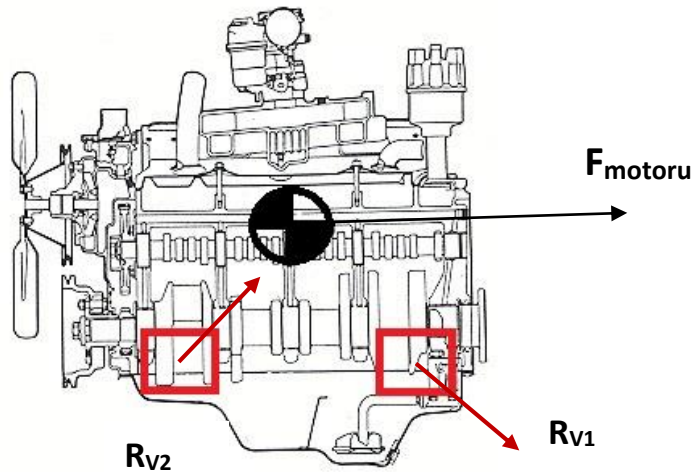
*Obrázek 24: Přední konzole pro uchycení motoru do karoserie*



*Obrázek 25: Zadní konzole pro uchycení motoru do karoserie*

Silentbloky typu 20290/A byly vybrány z katalogu firmy Continental Contitech, podle zatížení přenášené motorem na karosérii vozidla. Předmětem této práce není detailní rozbor silentbloků, jako je např. jejich vliv na přenesené síly do karoserie vozu a útlum vibrací. K výpočtu napěťové analýzy konzolí byla použita metoda konečných prvků, síť byla vygenerována automaticky v softwarovém prostředí Catia V5 s parametry: tetrahedron druhého řádu, velikost prvku 2 mm. Použitý materiál je ocel, viz tabulka č. 2. Zatížení konzolí od klopného momentu je uvedeno na obr. č. 26. Průběh napětí a deformace součásti viz obr. č. 27 a obr. č. 28.

Rozložení sil na přední a zadní konzole:



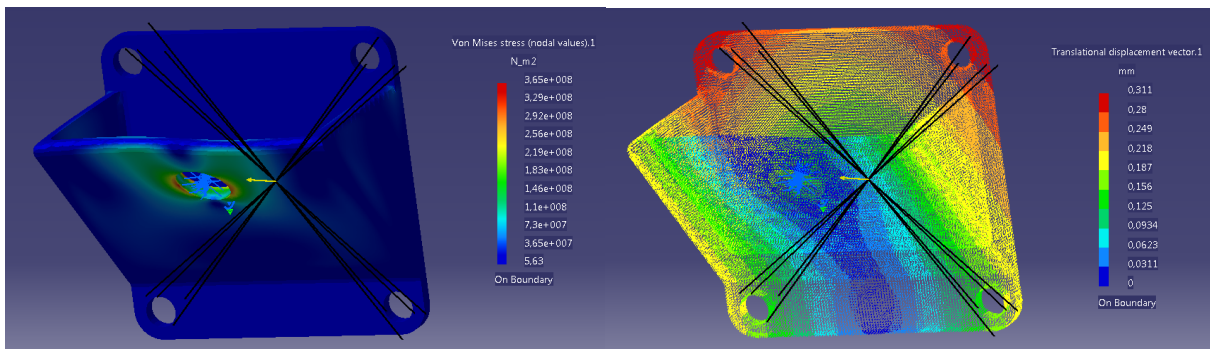
Obrázek 26: Rozložení sil na konzole od přetížení motoru silou 5 G

Zrychlení při působení 5 g:

$$a = 5 \cdot g = 5 \cdot 9,81 = 49,05 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (2.5.1)$$

Síla od motoru při zrychlení 5 g ve směru jízdy vozidla:

$$F = m_{motoru} \cdot a = 304,5 \cdot 49,05 = 14\,935 \text{ [N]} \quad (2.5.2)$$



Obrázek 27: Analýza napjatosti při zatížení 5 G

Obrázek 28: Průběh posunutí (deformace) součásti při zatížení 5 G

Tabulka 2: Materiálové vlastnosti

č.	Materiálové vlastnosti								
	Blok motoru se spodní skříň (bedplate)				Blok motoru s víky ložisek (deep skirt)				
	Součást	Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	Modul pružnosti [GPa]	Poissonovo číslo	Součást	Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	Modul pružnosti [GPa]	Poissonovo číslo	
1	Blok motoru	7200	130	0,3	Blok motoru	7200	130	0,3	
2	Hlava motoru	7200	130	0,3	Hlava motoru	7200	130	0,3	
3	Spodní skříň	7200	130	0,3	Ložisková víka	7850	210	0,28	
4	Skříň setrvačnicku	7200	130	0,3	Skříň setrvačnicku	7200	130	0,3	
5	Rozvodová skříň	7200	130	0,3	Rozvodová skříň	7200	130	0,3	
6	Klikový hřídel	7200	130	0,3	Klikový hřídel	7200	130	0,3	
7	Olejevá vana	7850	207	0,28	Olejevá vana	7850	207	0,28	
8	Hlavové těsnění	7850	210	0,28	Hlavové těsnění	7850	210	0,28	
9	Vložky válců	7200	130	0,3	Vložky válců	7200	130	0,3	
10	Ložiskové pánve	7850	210	0,28	Ložiskové pánve	7850	210	0,28	
11	Konzole uchycení m.	7850	210	0,28	Konzole uchycení m.	7850	210	0,28	
12	Konzole uchycení setr.	7850	210	0,28	Konzole uchycení setr.	7850	210	0,28	
13	Hlavové šrouby	7850	210	0,28	Hlavové šrouby	7850	210	0,28	
14	Šrouby spodní skříňe	7850	210	0,28	Šrouby vík ložisek	7850	210	0,28	
15					Víko klikového hřídele	7200	130	0,3	
Celková hmotnost sestavy motoru				<b>304,5 [kg]</b>	Celková hmotnost sestavy motoru				<b>288,4 [kg]</b>

### 3. Metoda konečných prvků

#### 3.1 Úvod do teorie

Matematické základy metody konečných prvků (MKP), neboli v anglickém jazyce Finite Element Method (FEM), jsou známy velmi dlouho, ale až za použití výpočetní techniky bylo možné metodu prakticky využít. Mezi současnými metodami, zabývajícími se napětově-deformační analýzou, MKP jednoznačně dominuje.

Metoda konečných prvků se zabývá řešením numericky komplikovaných elastických problémů a strukturálních analýz. Jedná se o numerickou metodu sloužící k nalezení přibližného řešení parciálních diferenciálních rovnic nebo integrálních rovnic.

MKP slouží k výpočtu průběhu napětí, deformací, proudění tekutin, vlastních frekvencí, proudění tepla, navíc je tato metoda použitelná stejně dobře pro řešení i ostatních problémů, např. vyhodnocení přestupu tepla, atd.

Základem řešení každé analýzy je matematický model popisující fyzikální problém. MKP je schopné řešit velmi komplexní matematické modely, ale je důležité si uvědomit, že konečně prvkové řešení nikdy nemůže dát více informací, než je obsaženo v matematickém modelu.

### 3.1.1 Stručná historie

Je velmi obtížné určit přesné „datum vynalezení“, protože kořeny MKP vedou do třech na sobě nezávislých vývojových skupin. 1) aplikovaná matematika - R. Courant, 2) fyzika - J. L. Synge a 3) stavební inženýrství - J. H. Argyris a S. Kelsey. Ačkoli princip byl známý, metoda konečných prvků získala reálný impuls z inženýrského vývoje.

MKP byla poprvé zmíněna a použita stavebním inženýrem Alexandrem Hrennikoffem v roce 1941 a matematik Richard Courant v roce 1942 formuloval její matematické vyjádření. A. Hrennikoff použil tzv. rámcovou metodu (frame work method) pro řešení elasticity. Nicméně R. Courant matematicky popsal proces, na kterém je MKP založena. Jediný rozdíl mezi jeho popisem a současnou koncepcí je fakt, že Courant pracoval s konečnými diferencemi. A. Hrennikoff a R. Courant spolu použili elementy pro síťovou diskretizaci geometrie. Elementy jsou diskrétní podoblasti, které spolu vytváří spojitou oblast. Prvky mohou také reprezentovat fyzikální vlastnosti, jako je hustota, Youngův modul, koeficient tepelné roztažnosti i Poissonovo číslo. Navíc R. Courant použil konečné triangulace oblasti pro řešení parciálních diferenciálních rovnic druhého druhu. Jeho přístup je založen na výsledcích řešení parciálních diferenciálních rovnic, se kterými dříve přišli pánové Rayleigh, Ritz a Galerkin. Sestava elementů a koncept matice tuhosti byl již vyvinut a použit ve formě, kterou dnes používáme. Roku 1960 americký matematik Clough poprvé použil výraz „konečné prvky“. V roce 1965 americká NASA vyvinula první konečně prvkový software zvaný Nastran. Roku 1967 vznikla první literatura zabývající se výhradně problematikou MKP, jejími autory jsou pánové Zienkiewicz a Cheung. V současné době se každoročně k problematice MKP publikuje velké množství knih, článků a referátů a orientace v nich je velmi obtížná [13], [30].

## 3.2 Matematická definice MKP

Teorie analytické pružnosti a pevnost jsou založeny na diferenciálním a integrálním počtu, jejichž výhodou je zjištění závislosti mezi vstupními a výstupními hodnotami v kterémkoliv místě výpočtu. Kdežto metoda MKP je založena na nalezení minima funkcionálu (funkcionál je zobrazení, které funkci přiřazuje číslo; je speciálním případem operátoru) variačního principu a určení jejich závislosti je možné pouze v uzlech. Výhodou numerických metod je řešení složitých konstrukcí. Podle funkcionálu se přiřadí číselná hodnota, zpravidla komplexní číslo, definičnímu oboru funkce. Většinu přírodních principů lze definovat funkcionálem, který nabývá extrému své stacionární hodnoty, jak je tomu i v mechanice poddajných těles [7].

V deformačně-napěťové analýze poddajných těles je základním funkcionálem energie napjatosti. Tato energie se rovná práci potřebné k deformaci tělesa a v elastickém případě se jedná o deformaci vratnou. Číselná hodnota funkcionálu je přiřazena funkcím, které popisují posuvy vlivem deformace každého bodu tělesa. Pro nejběžnější tzv. deformační variantu MKP jsou posuvy základní neznámou funkce. Pro libovolnou deformaci je možné určit celkovou energii napjatosti z přetvoření a napětí jednotlivých bodů tělesa. Deformované těleso zaujímá energeticky nejméně náročný tvar, kterému matematicky odpovídá věta o minimu kvadratického funkcionálu. Minimem energie určující skutečný tvar tělesa je funkcionál celkové potenciální energie tělesa  $\Pi$ , definované rozdílem funkcionálu deformační energie  $U$  a funkcionálu práce vnějších sil  $W$ .

$$\Pi = U - W \quad (3.2.1)$$

Variační metoda umožňuje najít při daných okrajových podmínkách minimum funkcionálu  $\Pi$ , který bude realizován i ve skutečnosti [7].

V praxi se postupuje následujícím způsobem, vytvoří se 3D model součásti, který se rozdělí na konečný počet elementů v příslušném softwaru. V případě této práce je použit software Hypermesh. Význačné body neboli uzly, se nacházejí v případě prvního řádu v rozích jednotlivých elementů a v případě druhého řádu také ve střezech stěn. V těchto bodech se vyhodnocují neznámé hodnoty posuvů. Přesnost výsledků je závislá na hustotě sítě, tj. počtu

jednotlivých prvků. Tím dostaneme vektorové pole posuvů, které každé části tělesa přiřadí vektor přemístění

$$\vec{u} = (u_x, u_y, u_z) \quad (3.2.2)$$

Každému uzlu  $Y$  přísluší radiusvektor, který udává polohu uzlu před a po deformaci, tudíž nová poloha uzlu  $Y$  je dána součtem výchozí polohy a vektorem přemístění

$$\vec{x}(X) = \vec{X} + \vec{u}(X) \quad (3.2.3)$$

Součet všech sil působících na těleso musí být roven 0. Síly rozdělujeme na 2 druhy:

✚ Vnější síly: 1) plošné síly – např. zatížení tlakem, 2) objemové síly – např. magnetické a gravitační silové účinky

✚ Vnitřní síly: síly působící v pomyslném řezu tělesa, kterými se přenáší zatížení uvnitř součásti (rovnováha sil metodou řezu)

Ve smyslu silové rovnováhy tělesa musí platit parciální diferenciální rovnice prvního řádu tzv. Lamé-Navierovy rovnice rovnováhy. Při splnění této podmínky platí, že jakýkoliv element konečně prvkové sítě je v rovnováze ve všech třech směrech  $x, y, z$  [2].

V závislosti na známé pole posuvů v uzlových bodech se určí tenzor deformace. Pro jeho určení poslouží Cauchyho vztahy. Pole deformace se mění v závislosti na stavu napjatosti v jeho okolí, tedy deformace elementu je závislá na relativní změně vzdálenosti sousedního uzlu [2].

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u_x}{\partial x} & \varepsilon_{xy} &= \varepsilon_{yz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \\ \varepsilon_{yy} &= \frac{\partial u_y}{\partial y} & \varepsilon_{xz} &= \varepsilon_{zy} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \\ \varepsilon_{zz} &= \frac{\partial u_z}{\partial z} & \varepsilon_{zx} &= \varepsilon_{xz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (3.2.4)$$

Díky známému poli deformací je napětí v jednotlivých elementech určeno pomocí Hookova zákona, v podobě pro izotropní materiál:

$$\sigma_{ij} = \frac{E \cdot \mu}{(1+\mu) \cdot (1-2\mu)} \cdot \theta \cdot \delta_{ij} + \frac{E}{1+\mu} \cdot \varepsilon_{ij} \quad (3.2.5)$$

Kde  $E$  – Youngův modul pružnosti,  $\mu$  – Poissonův poměr,  $\delta_{ij}$  – Kroneckerův izotropní tenzor,  $\Theta$  – první invariant tenzoru deformace [2]

### 3.3 Typy sítí a jejich vlastnosti

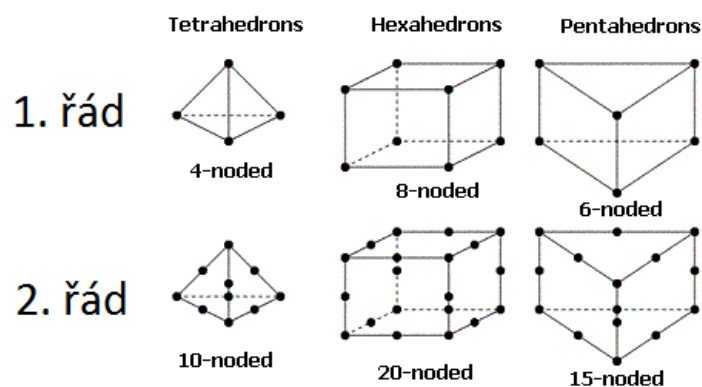
Jak již bylo řečeno, objemy jednotlivých součástí jsou rozděleny do konečného počtu elementů. Jednotlivé elementy jsou navzájem spojeny diskrétními body – uzly, pro které jsou počítány rovnice, kde hlavní proměnnou jsou jejich posuvy. Teoreticky by bylo zapotřebí rozdělení objemu součásti na nekonečně velký počet elementů, aby se řešení parciálních diferenciálních rovnic dokonale shodovalo se skutečností. Ve skutečnosti je řešení vždy s určitou chybou neboli necitlivostí matematického modelu. Velikost chyby řešení ovlivňují tři parametry:

✚ Typ elementu

✚ Bázová funkce

✚ Hustota sítě

Elementy jsou děleny podle prostorovosti na 1D, 2D, 3D. Nejjednodušším elementem je 1D prutový prvek, který tvoří dva uzly, jejichž přetvoření je dáno změnou vzdálenosti mezi nimi. Pro plošné 2D elementy se nejčastěji využívá rozdělení plochy do trojúhelníků a čtyřúhelníků a pro prostorové 3D elementy čtyřstěn, jehož základem je trojúhelník a šestistěn, jehož základem je čtyřúhelník. Elementy prvního řádu, mají uzly pouze ve svých vrcholech, kdežto elementy druhého řádu mají uzly nejen v rozích, ale i ve středech hran, viz obr. č. 29 [14]. Při tvorbě sítě je vždy potřeba dbát na to, aby se v objemu součásti nenacházely příliš zdeformované prvky, viz dále, které jsou zdrojem výpočetních chyb.



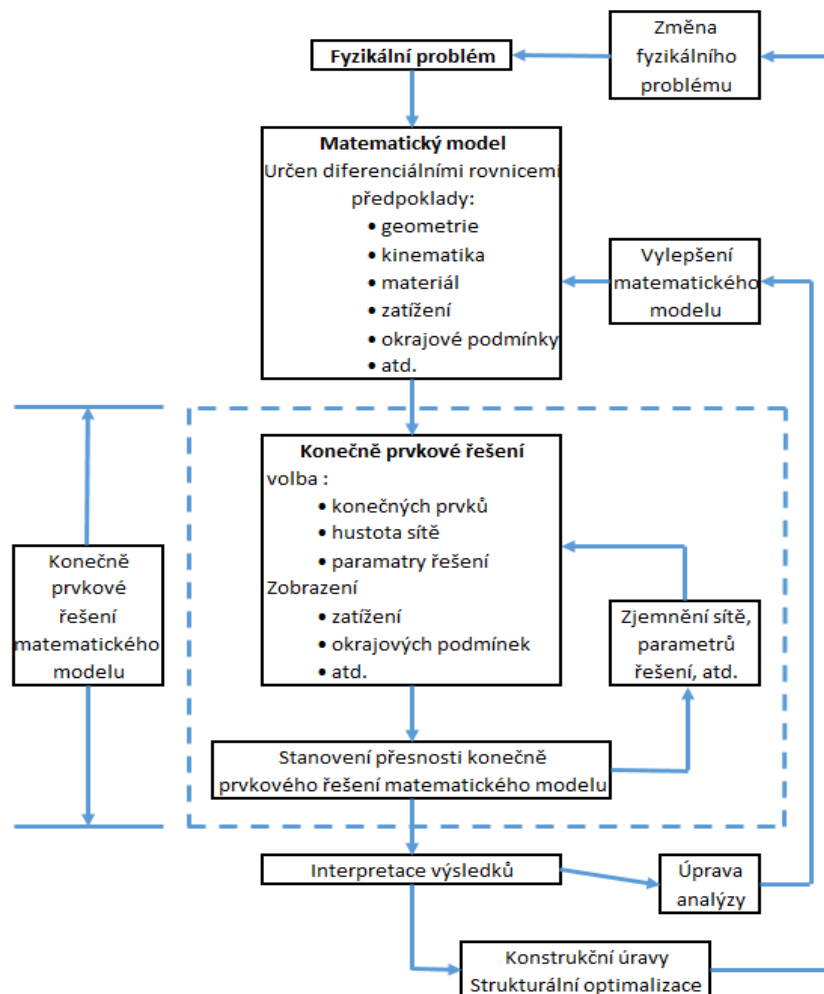
Obrázek 29: Typy 3D elementů a pozice uzlů [14]



Posuvy v sousedních uzlech jsou nahrazeny tzv. bázovou funkcí. Posuvy uzlů lineární bázové funkce jsou aproximovány přímkou, a protože přetvoření je definováno derivací posuvu, dochází vlivem Hookova zákona ke konstantní hodnotě napětí mezi oběma uzly. Aproximace přímkou není dostatečná zejména v oblastech s vysokou koncentrací napětí, kde velikost napětí dosahuje pouze průměrné hodnoty a není možné, aby napětí mezi oběma uzly dosáhlo maximální hodnoty. Řešením je v této oblasti buď zjemnit síť, anebo použít elementy druhého řádu. Hodnoty posuvů jsou nahrazeny parabolou – kvadratické bázové funkce, napětí má lineární tvar a je možné lépe vystihnout lokální extrémy napětí [2].

To vše má vliv na kapacitu hardwaru a na časovou náročnost výpočtu a záleží především na zkušenostech výpočtáře. Zpravidla jsou velké a méně tvarově komplikované plochy, kde se nepředpokládá velký gradient napětí, síťovány elementy s většími rozměry, kdežto oblasti s vysokým gradientem napětí, jako jsou rádiusy, přechody, atp., síťovány výrazně jemněji, viz obr. č. 47. Konečně prvkové postupy jsou v současné době velmi široce využívané a v následujících letech můžeme tento trend očekávat ještě výrazněji.

Na obr. č. 30 je shrnutý proces konečně prvkové analýzy. Fyzikální problém typicky zahrnuje aktuální strukturu nebo strukturální součást vystavenou určitému zatížení. Idealizace fyzikálního problému na matematický model vyžaduje určité předpoklady, které dohromady vedou na diferenciální rovnice matematického modelu. Protože technika konečně prvkového řešení je numerický postup, je nezbytné definovat přesnost řešení.



Obrázek 30: Proces konečně prvkové analýzy [13]

Pokud není splněno přesnostní kritérium, numerické řešení musí být opakováno s jemnější strukturou nebo za použití jiných elementů, dokud není dosaženo požadované přesnosti. Je nutné zdůraznit, že není možné očekávat přesnou odezvu fyzikálního problému, protože není možné i v tom nejdetailejším matematickém modelu zohlednit všechny obsažené přírodní informace fyzikálního problému. Obecně komplexní matematický model je plně tří-dimenzionální, který obsahuje také nelineární účinky [13].

### 3.4 Vytvoření konečně-prvkové sítě obou variant

Vyšetřované motorové varianty jsou z hlediska diskretizace geometrie co do množství elementů velmi komplikované a časově náročné úlohy. Množství elementů jednotlivých variant ukazuje tabulka č. 3 a tabulka č. 4.

Tabulka 3: Velikost konečně – prvkových modelů bloku motoru se spodní skříň (bedplate)

Blok motoru se spodní skříň (bedplate)				
Č.	Součást	Typ elementu	Počet elementů	Počet uzlů
1	Blok motoru	Tetra	294 245	514 473
2	Hlava motoru	Tetra	142 421	259 485
3	Spodní skříň	Tetra	75 749	140 482
4	Skříň setrvačnicku	Tetra	51 239	101 215
5	Rozvodová skříň	Tetra	34 979	69 760
6	Klikový hřídel	Tetra	340 075	545 450
7	Olejová vana	Triangular	12 198	24 764
8	Hlavové těsnění	Hexa	720	6 840
9	Vložky válců	Hexa	50 760	69 120
10	Ložiskové pánve	Hexa	3 250	16 230
11	Konzole uchycení motoru	Tetra	4530	9490
12	Konzole uchycení setrvačnicku	Tetra	7 210	14 760
13	Hlavové šrouby	R-tetra	23 364	45 558
14	Šrouby spodní skříňě	R-tetra	15 720	33 930
<b>Σ</b>			<b>1 056 460</b>	<b>1 575 842</b>

Tabulka 4: Velikost konečně – prvkových modelů prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek

Blok motoru s víky ložisek (deep skirt)				
Č.	Součást	Typ elementu	Počet elementů	Počet uzlů
1	Blok motoru	Tetra	289 448	527 086
2	Hlava motoru	Tetra	142 421	259 485
3	Ložisková víka	Tetra	134985	240020
4	Skříň setrvačnicku	Tetra	51 239	101 215
5	Rozvodová skříň	Tetra	34 979	69 760
6	Klikový hřídel	Tetra	340 075	545 450
7	Olejová vana	Triangular	12 198	24 764
8	Hlavové těsnění	Hexa	720	6 840
9	Vložky válců	Hexa	50 760	69 120
10	Ložiskové pánve	Hexa	3 250	16 230
11	Konzole uchycení motoru	Tetra	4530	9490
12	Konzole uchycení setrvačnicku	Tetra	7 210	14 760
13	Hlavové šrouby	R-tetra	23 364	45 558
14	Šrouby vík ložisek	R-tetra	5 138	11 588
15	Víko klikového hřídele	Tetra	4 181	8 558
		<b>Σ</b>	<b>1 104 498</b>	<b>1 674 209</b>

Vysvětlivky: Tetra - čtyřstěn

R-tetra – pravouhlý čtyřstěn

Hexa – šestistěn

Triangular – trojúhelníkové 2D elementy vytažené do tloušťky materiálu součásti (síťování skořepin – SHELL)

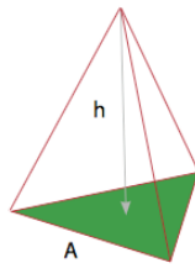
Jak již bylo zmíněno výše, podstatou MKP analýzy je popis geometrie pomocí konečného počtu elementů. Naprostá většina modelů byla síťována pomocí tetrahedron elementů druhého řádu viz obr. č. 29, vložky válců a těsnění pod hlavou motoru pomocí hexahedron elementů vytažených z plochy. Tloušťka těsnění má hodnotu 1 mm. Na dřívky šroubů byly použity pravouhlé čtyřstěny (R-tetra). Hlava šroubů pomocí tetrahedron elementů druhého řádu.

Pro větší přehled a lepší orientaci, zejména u objemných a komplikovaných součástí bylo při síťování výhodné si součást rozdělit na segmenty, např. blok motoru rozdělit na

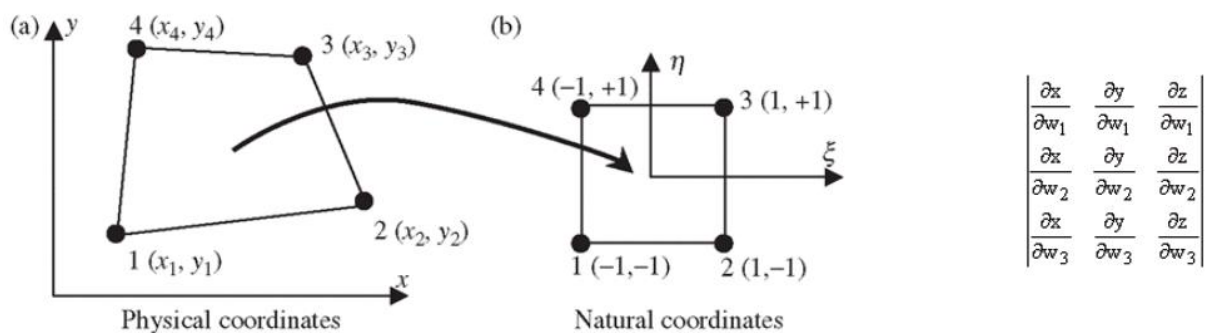
olejový prostor, prostor pro chlazení, atp., a zbylé plochy si dočasně zneviditelnit. Nejprve byly veškeré plochy modelů převedeny na 2D síť, složenou nejideálněji z rovnostranných trojúhelníků prvního řádu. Při tvorbě sítě je nutné dodržovat určitá pravidla, jedním z nich bylo dodržení minimálního vnitřního úhlu trojúhelníku  $12^\circ$ . Tato pravidla jsou know-how firmy Ricardo Prague s.r.o., proto není možné zde všechna uvádět. Pro získání celistvého uzavřeného modelu bylo nutné upravit pozici uzlů jednotlivých elementů na hranách mezi jednotlivými segmenty tak, aby elementy uzlově na sebe navazovaly a zkontrolovat, zda se některé elementy vzájemně nepřekrývají. Po odstranění všech nevyhovujících elementů a navázání všech uzlů byly plošné 2D elementy převedeny na elementy druhého řádu a na základě této celistvé sítě bez chyb bylo možno vytvořit prostorové 3D elementy. Opět pro kvalitní síť bylo podmínkou zkontrolovat a udržet míru odlišnosti tvaru elementu od ideálního, tzv. Jacobian, viz obr. č. 32, a tetra collapse, viz obr. č. 31, v určitých mezích, opět následovala korekce.

Tetra collapse

$$\cdot h \cdot 1,24/A$$

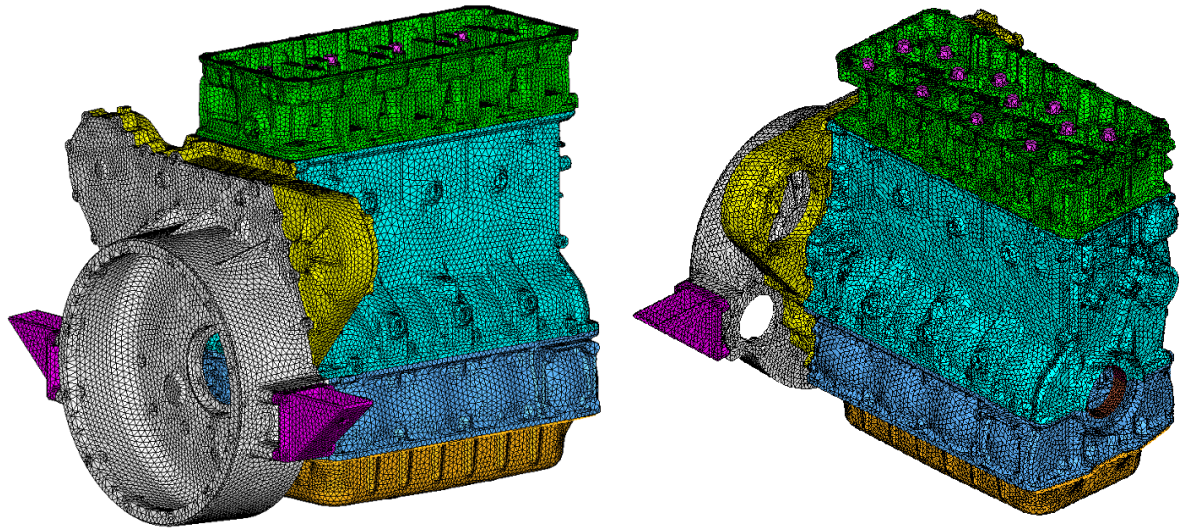


Obrázek 31: Tetra collapse prvku [31]

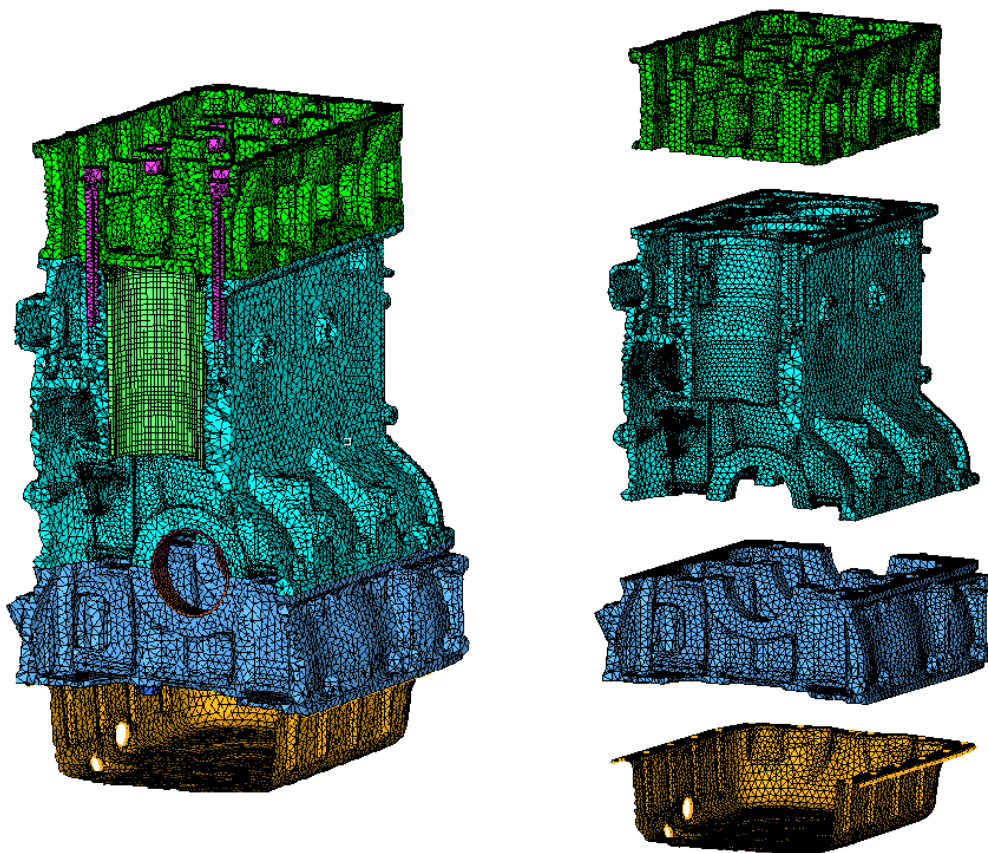


Obrázek 32: Míra odlišnosti tvaru elementu od ideálního - Jacobian [31]

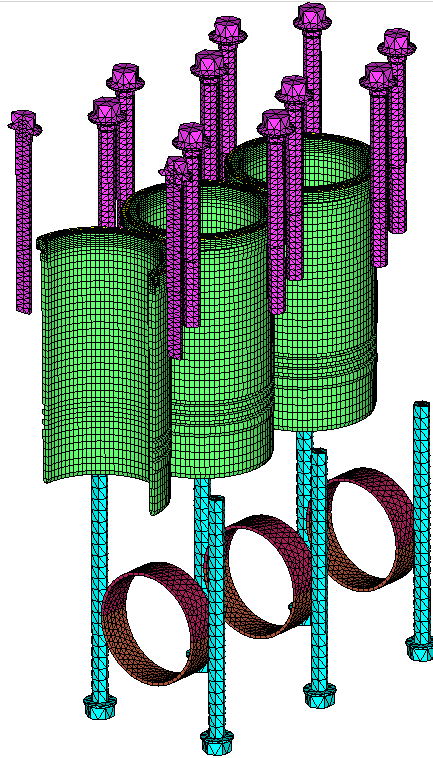
Kvalita sítě a počet elementů mají výrazný vliv na hardware a výpočetní čas. Pro zkrácení doby výpočtu jsou modely síťovány jemněji na kritických místech, v místech rádiusů, atp. a hruběji zejména na rovných plochách. Výsledné konečně – prvkové sestavy jsou na obrázcích č. 33 – 38.



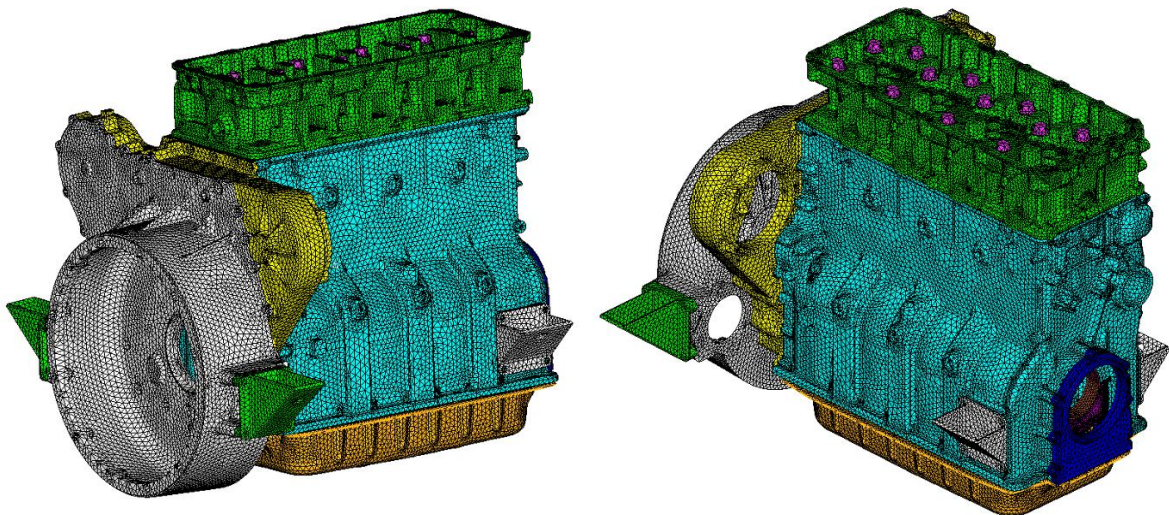
Obrázek 33: Konečně – prvková sestava motoru se spodní skříní (bedplate)



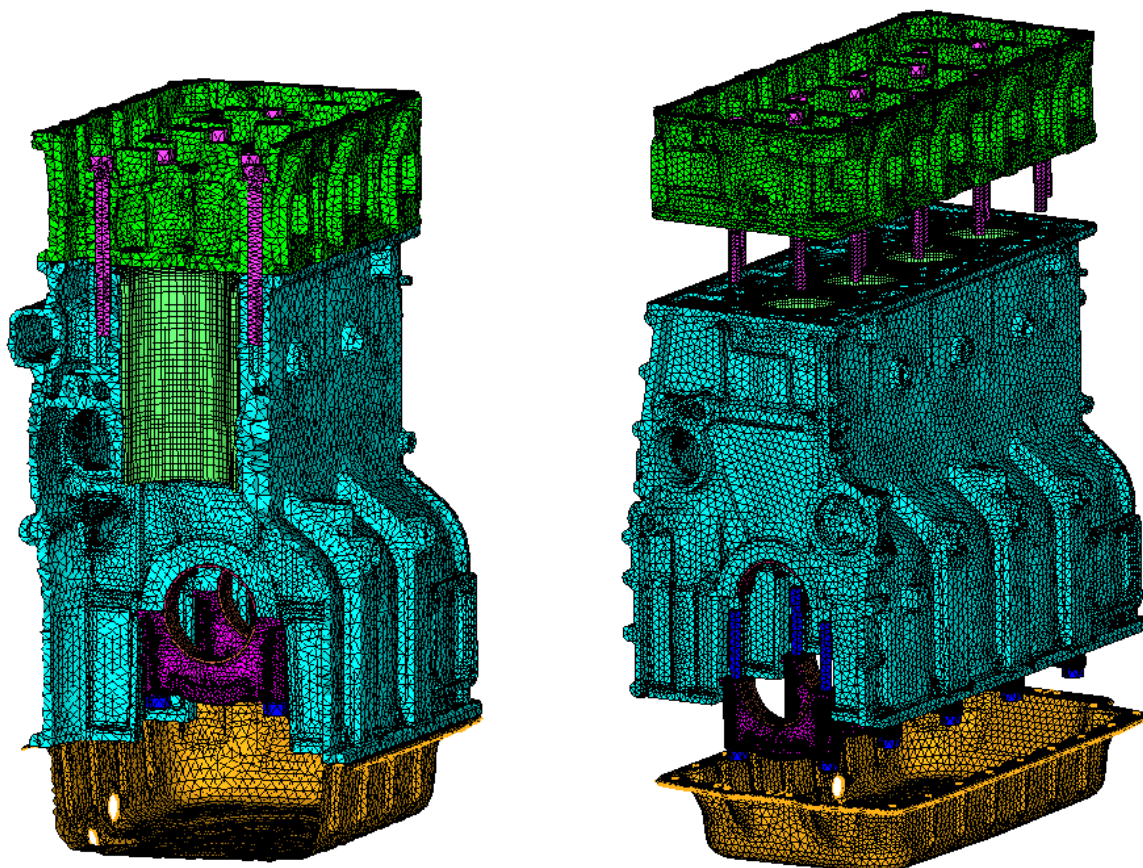
Obrázek 34: Řez konečně–prvkové sestavy motoru se spodní skříní (bedplate)



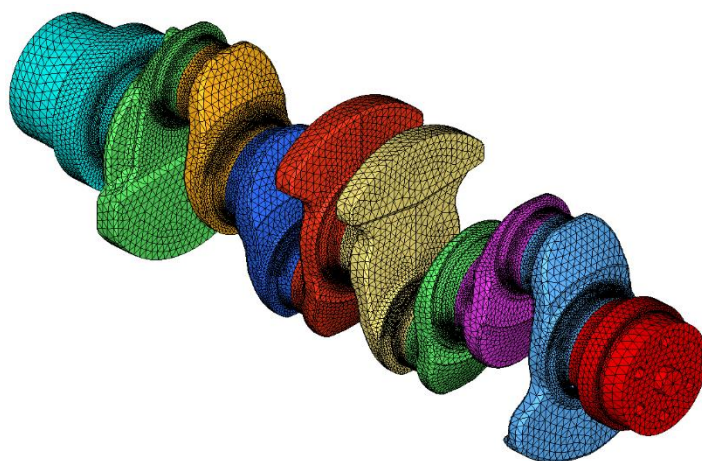
Obrázek 35: Vnitřní části motoru: šrouby, vložky válců, těsnění a ložiskové pánve



Obrázek 36: Konečně – prvková sestava prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek



Obrázek 37: Řez konečně – prvkové sestavy prodlouženého motoru (deep skirt) s víky ložisek



Obrázek 38: Konečně – prvkový model klikové hřídele



## 4. Modální analýza

Při provozu motoru, se jednotlivé součásti navzájem pohybují s určitou vůlí v uložení, a tím vzniká dopadová energie. Tato energie má za následek vznik vibrací, které se za určitých podmínek mohou dostat do rezonance. Rezonance nastává při shodné vlastní frekvenci s budící frekvencí. Rezonance má za následek rozkmitání součásti s velkými výchylkami, a tím zvýšení jejího namáhání, což má negativní dopad na životnost součásti. Cyklickým zatěžováním součástí dochází k únavovým lomům.

Při provozu motoru, i jiných strojů, je snaha se těmto kritickým otáčkám vyvarovat provozem motoru mimo tuto oblast se vzdáleností nejméně  $\sqrt{2}$  [34]. V případě motoru volit vhodné provozní otáčky nebo rezonanční oblast posunout (zatlumit) mimo tuto oblast. Pokud dochází k přejezdu rezonance, je nutné tuto oblast rychle překonat.

Každé reálné těleso má nekonečný počet vlastních frekvencí, avšak MKP model má konečný počet stupňů volnosti, z čehož vyplývá konečný počet vlastních frekvencí. Vlastní frekvence je možno určit experimentálně nebo numericky – modální analýzou.

Modální analýzou se rozumí typ dynamického MKP výpočtu, jehož úlohou je vlastní volné netlumené kmitání soustavy. Výsledkem modální analýzy jsou vlastní tvary kmitu a vlastní frekvence.

Základem je pohybová rovnice bez uvažovaného tlumení a buzení:

$$M \cdot \ddot{U} + K \cdot U = 0 \quad (4.1)$$

Předpokládaným řešením je harmonické kmitání  $U = \bar{U}e^{i\Omega t}$ , provedením druhé derivace a dosazením do rovnice (4.1) a následné úpravě dostaneme:

$$(K - \Omega^2 M)\bar{U} = 0 \quad (4.2)$$

Kde: K – matice tuhosti

M – matice hmotnosti

$\Omega$  – uhlová frekvence kmitání

$\bar{U}$  – sloupcová matice amplitud harmonických kmitů

Řešením rovnice (4.2) jsou vlastní čísla. Vlastní frekvence se vypočítají z podmínky nulového determinantu:

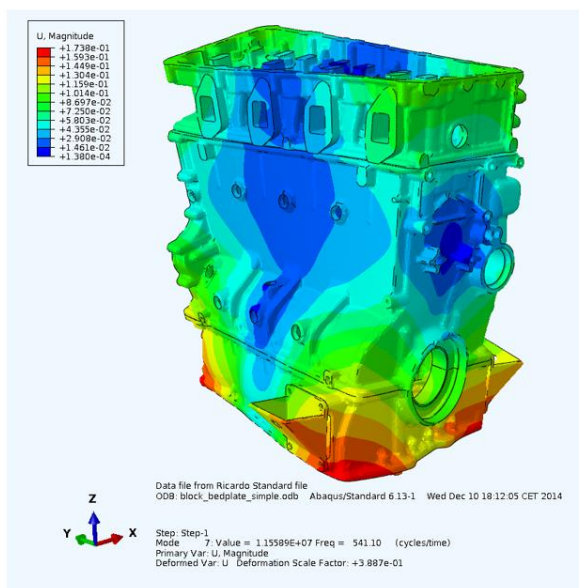
$$\det|K - \Omega^2 M| = 0 \quad (4.3)$$

Každé vlastní frekvenci náleží jeden vlastní tvar kmitu. Cílem modální analýzy je získat základní představu o dynamickém chování soustavy. Je důležité věnovat zvýšenou pozornost zejména nízkým vlastním frekvencím, které se vyznačují velkými amplitudami. Rozsah vyšetřované frekvenční oblasti vychází ze zkušeností z řešení daného problému. V případě, jako je tento, kdy sestava není v prostoru vázána žádnou vazbou má prvních 6 vlastních tvarů nulovou hodnotu, 3 tvary představují posuvy a 3 rotace. Výsledky modální analýzy obou variant motoru jsou uvedeny v tabulce č. 4, a je z nich patrné, že sestava motoru se spodní skříní (bedplate) má vyšší hodnoty vlastních frekvencí, tudíž se dá předpokládat, že je tužší. Modální analýza je výchozím bodem pro další dynamické analýzy, jako je např. analýza vyzařovaného hluku [17].

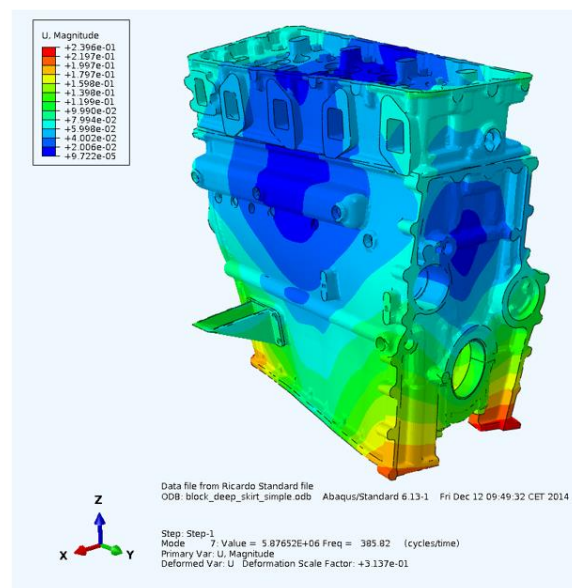
Tabulka 5: Porovnání vlastních frekvencí obou variant

vlastní tvar	bedplate	deep skirt	rozdíl frekvencí	vlastní tvar	bedplate	deep skirt	rozdíl frekvencí
	[Hz]				[Hz]		
<b>7.</b>	541,1	385,8	155,3	<b>24.</b>	1379,8	1259	120,8
<b>8.</b>	916,6	593,7	322,9	<b>25.</b>	1393,8	1260,2	133,6
<b>9.</b>	980,8	607,7	373,1	<b>26.</b>	1409,6	1261,2	148,4
<b>10.</b>	1026,9	620,6	406,3	<b>27.</b>	1434,4	1264,2	170,2
<b>11.</b>	1132,8	653,3	479,5	<b>28.</b>	1442,7	1269,2	173,5
<b>12.</b>	1201,6	700,7	500,9	<b>29.</b>	1472,7	1273,6	199,1
<b>13.</b>	1227,2	715,6	511,6	<b>30.</b>	1478,8	1286	192,8
<b>14.</b>	1243,6	892,4	351,2	<b>31.</b>	1520,8	1347	173,8
<b>15.</b>	1245,2	958,9	286,3	<b>32.</b>	1538,3	1363,8	174,5
<b>16.</b>	1247,1	982,3	264,8	<b>33.</b>	1619,9	1393,3	226,6
<b>17.</b>	1249,4	1025,1	224,3	<b>34.</b>	1680	1402,1	277,9
<b>18.</b>	1250	1072,8	177,2	<b>35.</b>	1682,8	1425,9	256,9
<b>19.</b>	1252,1	1118	134,1	<b>36.</b>	1735,8	1475,9	259,9
<b>20.</b>	1258,9	1161,6	97,3	<b>37.</b>	1802,4	1481,6	320,8
<b>21.</b>	1265,1	1177,5	87,6	<b>38.</b>	1842,7	1509,1	333,6
<b>22.</b>	1333,3	1256,9	76,4	<b>39.</b>	1855,6	1552,2	303,4
<b>23.</b>	1252,2	1258,8	-6,6	<b>40.</b>	1866,8	1565,3	301,5

K vlastním tvarům bývá obvyklé dopočítat jim odpovídající průběhy napětí daného kmitu. K tomu je nutné říci, že amplitudy napětí jsou v podobě poměrných čísel, normovaných k jednotkové matici a lze jimi tak pouze odhadnout míru nebezpečnosti daného tvaru kmitu [17]. Na obr. č. 39 a č. 40 jsou uvedeny tvary 1. vlastního kmitu pro oba vyšetřované motory. Tohoto torzního zkroucení dosahuje blok motoru se spodní skříní při frekvenci 541,1 Hz a prodloužený blok již při 385,8 Hz. Tímto se dá předpokládat, že blok se spodní skříní je tužší. Pro porovnání a kvalitu jednotlivých tvarů kmitu slouží tzv. MAC kritérium, jehož hodnoty nabývají hodnot mezi 0 a 1, čímž se vyjadřuje podobnost jednotlivých kmitů.



Obrázek 39: 1. tvar kmitu bloku motoru se spodní skříní (bedplate) – 1. vlastní frekvence 541,1 Hz.



Obrázek 40: 1. tvar kmitu prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek – 1. vlastní frekvence 385,8 Hz

## 5. Redukce sestavy motoru

Přesné posouzení dynamického chování všech vyšetřovaných částí motoru, kdy jsou zahrnuty frekvence vibrací, vyžaduje použití konečně prvkových modelů reprezentujících detailně geometrii jednotlivých součástí. Složením jednotlivých součástí do sestavy má za následek enormní model, hlavně co do počtu stupňů volnosti, dosahujících desítek miliónů (každý uzel má 6 stupňů volnosti). Takto velký model má za následek využití limitů výpočetní kapacity, případně neúnosné výpočetní doby. Díky tomu vznikla otázka, jak moc mohou být

konečně prvkové modely redukovány, zatímco budou schopny představovat dynamické vlastnosti motoru s dostatečnou přesností. Metoda redukce rozděluje celkový model do jednotlivých komponent vytvářejících celek pomocí vazeb. V posledních desetiletích bylo vyvinuto množství metod pro redukcí modelu [35].

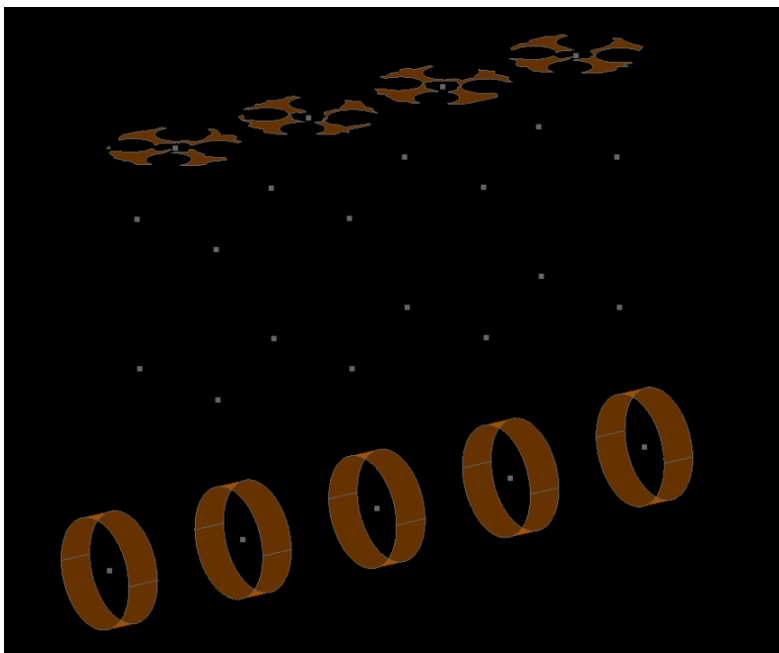
Jakákoliv součást může být nahrazena soustavou hmotných bodů navzájem spojených vazbou. Velikost a poloha hmotných bodů musí splňovat podmínky statické a dynamické rovnocennosti náhradní soustavy s původní součástí:

- ✚ Součet všech hmotností náhradní soustavy se musí rovnat hmotnosti redukováného (původního) tělesa.
- ✚ Těžiště náhradní soustavy musí být totožné s těžištěm redukováného tělesa.
- ✚ Momenty setrvačnosti náhradní soustavy protínající osu těžiště se musí rovnat momentům setrvačnosti původního tělesa ke stejné ose.

Cílem této práce je provést a vyhodnotit únavovou analýzu klikového hřídele a analýzu vyzařovaného hluku bloku motoru. Pro tento případ je dostatečná redukce obou bloků motoru a klikového hřídele.





## 5.1 Redukce bloku motoru

Redukovaný model se skládá z významných bodů - uzlů a tzv. setů. Tyto významné body jsou definovány s určitou tolerancí a reprezentují redukovanou hmotnost bloku motoru, ve kterých je jednoznačně určen druh pohybu a pro které jsou vypočítány silové účinky. Jedná se o síly od tlaku plynů ve válci, posuvné síly pístu a setrvačné a rotační síly od ojnice a klikové hřídele. Redukovaný model bloku motoru je znázorněn na obr. č. 41.





Obrázek 41: Redukce bloku motoru  
v softwarovém prostředí Engdyn

Redukované uzly:

-  středy vložek válců v oblasti horní úvratě
-  horní úvrať malého ojnicního čepu
-  dolní úvrať malého ojnicního čepu
-  středy hlavních ložisek

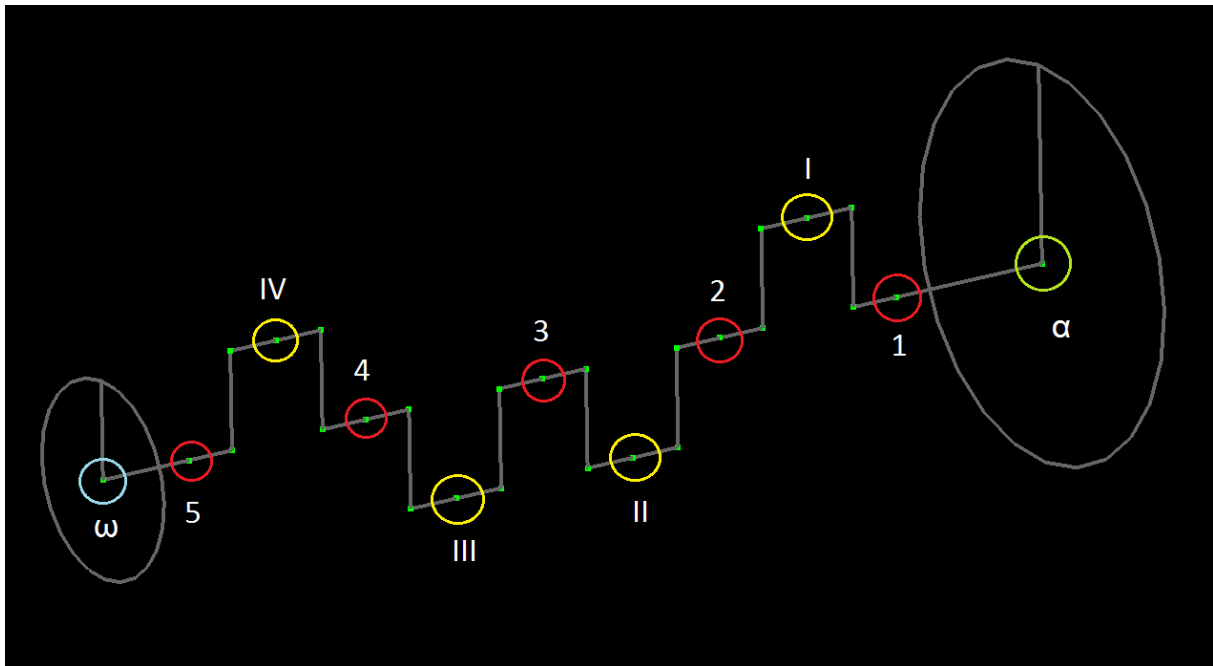
Sety:

-  set tlaku plynů, tzv. gas face
-  set vnitřního průměru hlavních ložisek

Pro zatížení od tlaku plynů byl použit software Engdyn pro výpočet dynamické analýzy klikového ústrojí, jehož výsledkem byly reakce sil a momentů v každém hlavním ložisku. Maximální tlak ve válci při plném zatížení činí 210 [bar] při 2200 [ot/min]. Tlak ve válci se mění napříč celým čtyřdobým cyklem, čemuž odpovídá 720° otočení klikového hřídele. Z toho důvodu jsou všechna zatížení hlavních ložisek, momenty a tlaky na straně plamene aplikovány každých 10° natočení klikového hřídele. Maximální zatížení hlavních ložisek při 2200 [ot/min] bude prezentováno ve formě grafu v příloze diplomové práce .

## 5.2 Redukce klikové hřídele

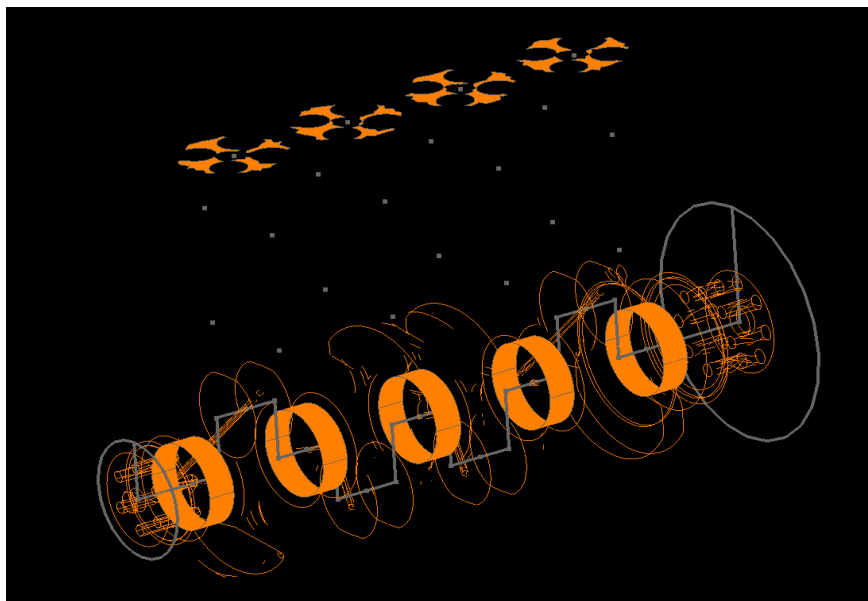
Redukce klikového hřídele, viz obr. č. 42, je provedena analogicky k redukcí bloku motoru s výjimkou, že redukované uzly reprezentují soustředěnou hmotu jednotlivých částí klikového hřídele a přenos sil přes hlavní a ojnicní ložiska, setrvačnick a rozvodové kolo. Po zadefinování důležitých uzlů a setů je přiřazen redukovanému modelu materiál, vlastnosti setrvačnicku (hmotnost, momenty setrvačnosti, pozice spojky, ohybová, torzní a axiální tuhost) a na základě těchto údajů se vypočítá matice hmotnosti, vyvážení a matice tuhosti.



Obrázek 42: Redukce klikového hřídele, setrvačnicku a rozvodového kola

Redukované uzly:

hlavní ložiska – 1, 2, 3, 4, 5; ojnicní ložiska – I, II, III, IV; setrvačnick –  $\alpha$ ; rozvodové kolo –  $\omega$ ;  
zbylé uzly definují soustředěnou hmotu.



Obrázek 43: Redukce celé sestavy motoru – blok, kliková hřídel

Po provedené redukci bloku motoru obou variant a klikové hřídele jsou modely složeny do 2 redukovaných sestav motoru, viz obr. č. 43. Grafická podoba obou redukovaných sestav je stejná, z tohoto důvodu je zde uveden pouze jeden obrázek (č. 43), ale z hlediska zdrojových dat jsou redukované modely odlišné.

Pro únavovou analýzu byl v softwarovém prostředí Engdyn zvolen typ bloku motoru a klikové hřídele – Compliant (tzn. blok válců je odvozen pomocí konečně - prvkového modelu a je definován maticí redukované tuhosti [9]). Pro NVH analýzu byl v softwarovém prostředí Engdyn zvolen typ – Dynamic (tzn. blok válců je odvozený pomocí konečně - prvkového modelu a definovaný redukovanou tuhostí a maticemi hmotnosti, vyhodnocenými pomocí metody Component Mode Synthesis [9]). Výhodou dynamického modelu bloku válců je zahrnutý vliv dynamických módů (dynamic modes) konstrukce uvnitř řešení. Dynamická redukce slouží jako základ pro strukturální vibrační analýzu, řešenou pomocí metody Component Mode Synthesis.

## 6. Metoda Component Mode Synthesis

Jedná se o široce využívanou metodu pro řešení strukturální vibrační analýzy. Základním přístupem metody Component Mode Synthesis (CMS), je strategie rozdělení celé konečně prvkové sestavy na menší podsestavy spojené vazbami a jednotlivé frekvenční módy jsou počítány pro každou podsestavu zvlášť, než pro celou soustavu současně. Protože počet vyšetřovaných módů je standardně mnohem menší, než počet stupňů volnosti celé sestavy, velikost modelu může být značně zredukována. CMS metoda popisuje funkční vztah mezi vibrační charakteristikou celé sestavy a jednotlivými podsestavami [35].

Ze zkušeností řešení vibrační analýzy byl vyšetřovaný frekvenční rozsah stanoven v intervalu (0 – 2500) [Hz], čemuž odpovídá výpočet 150 dynamických módů metodou CMS.

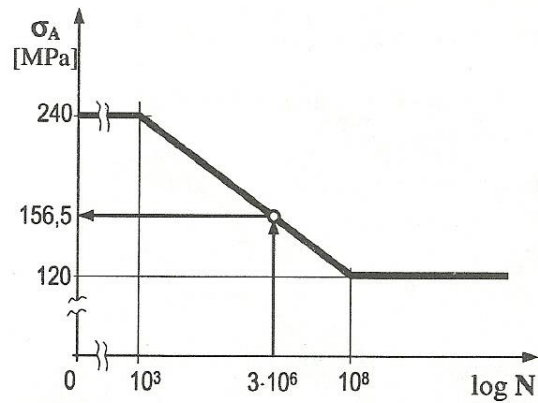
## 7. Únavová analýza

### 7.1 Únava materiálu

*„Teoretické a bezpečnostní závěry klasické pružnosti a pevnosti i moderní metody kontroly výroby a zpracování konstrukčních materiálů dávají dostatečnou záruku bezpečného dimenzování nosných elementů při statickém působení zatěžujících sil. Přesto někdy dochází při dlouhodobém proměnlivém zatížení strojů ke zlomům pevnostně exponovaných částí, které mají dostatečnou rezervu statické bezpečnosti. Porucha nastává často i v případech, kdy teoreticky vypočtené i experimentálně ověřené napětí je v elastickém rozsahu daného materiálu. Je tedy zřejmé, že klasický výpočet není zárukou dostatečné pevnosti při dlouhodobém působení periodicky proměnných sil, kterým je stroj/součást v provozu vystaven“*  
[6]

Důsledkem cyklického proměnného zatěžování součásti dochází ke strukturálním změnám materiálu, a tím i ke změnám jeho vlastností. Nejvyšší napětí dosahuje hodnoty meze kluzu daného materiálu. Vlivem nehomogenity materiálu se již při výrobě v součásti vyskytují oblasti s poruchami materiálové mřížky, které jsou zdrojem mikrotrhlin, ve kterých dochází při zatěžování ke kumulaci napětí. Tyto trhliny se šíří napříč součástmi a jsou příčinou únavového lomu. Tento jev je v konstrukci všeobecně nežádoucí a únavu rozdělujeme podle počtu zátěžných cyklů na vysokocyklovou a nízkocyklovou. Kritériem vysokocyklové únavy je dimenzování na tzv. „nekonečný“ počet cyklů, v praxi je tato hranice stanovena na  $10^8$  zátěžných cyklů a více. Závislost amplitudy napětí na počtu zátěžných cyklů znázorňuje Wöhlerova křivka materiálu, viz obr. č. 44.





Obrázek 44: Wöhlerova křivka pro materiál s mezí kluzu  $\sigma_K = 240$  [MPa] a mezí únavy  $\sigma_{c0} = 120$  [MPa] [3]

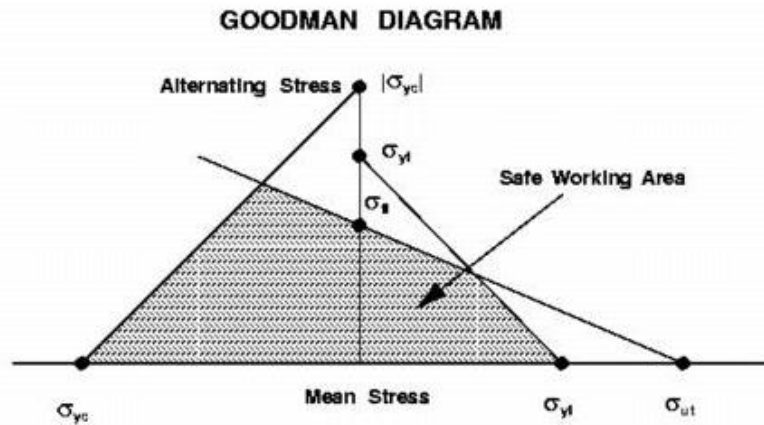
Únavovou životnost je možné vyhodnotit dvěma způsoby:

1) experimentálně únavovými zkouškami, které jsou jak časově náročné, tak náročné na množství zkoušených vzorků

2) metodou konečných prvků, jejíž výsledkem jsou součinitele bezpečnosti vyšetřovaných oblastí.

Pro vyhodnocení součinitele bezpečnosti na požadovaném místě je použita metoda Haighova diagramu s Goodmanovo čárou, viz obr. č. 45. Haighova metoda vyjadřuje velikost napětí jako jednu hodnotu. Ve skutečnosti se jedná o prostorovou napjatost, která je vyjádřena maticí napětí, tzv. tenzor napětí. Prostorová napjatost je převedena do jednoosé napjatosti jako tzv. redukované napětí  $\sigma_{red}$  [9].

Bezpečná součást musí mít pracovní bod určitého napětí uvnitř bezpečné pracovní oblasti (safe working area). Hodnota součinitele bezpečnosti je poměr délky úsečky ve vertikálním směru (od nulové hodnoty osy y) k pracovnímu bodu, ku maximální možné délce úsečky v bezpečné pracovní oblasti pro dané napětí. Pokud hodnoty součinitele bezpečnosti nabývají hodnot v intervalu  $\langle 0;1 \rangle$ , dojde k porušení součásti. Pokud je součinitel bezpečnosti vyšší než 1, je konstrukční řešení bezpečné. Ovšem je nutné připomenout, že i hodnoty blízko 1, nemusí vyhovovat z důvodu, že výpočet je zjednodušený a násobený koeficienty, které pracují s určitou přesností. Haighův diagram je rozšířený nástroj pro určení součinitele bezpečnosti.



Obrázek 45: Konstrukce Haighova diagramu [9]

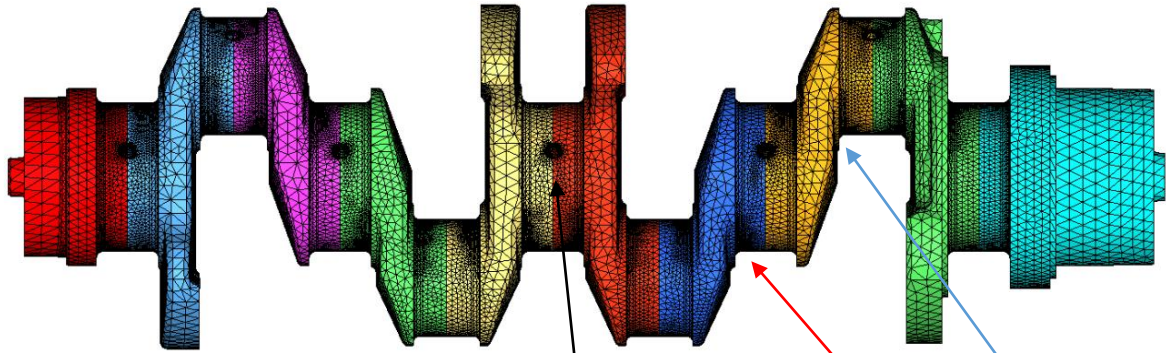
Kde:  $\sigma_{ut}$  – mez pevnosti v tahu

$\sigma_{yt}$  – mez kluzu v tahu

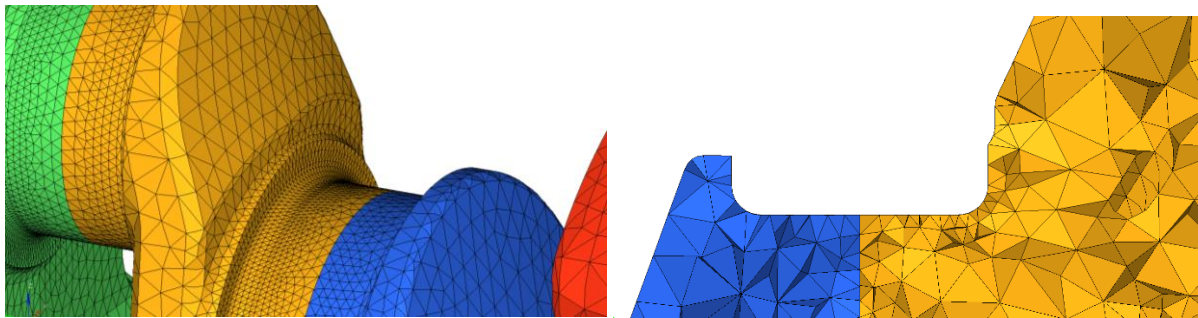
$\sigma_{yc}$  – mez kluzu v tlaku

$\sigma_f$  – napětí na mezi únavy

Součástí této diplomové práce byly únavové analýzy pro obě varianty uložení klikového hřídele, a to v bloku motoru se spodní skříní (bedplate) a v prodlouženém bloku motoru (deep skirt) s uchycením pomocí vík ložisek. Předmětem zájmu únavové analýzy jsou součinitele bezpečnosti na kritických místech klikového hřídele. Kritická místa klikového hřídele jsou zejména místa, kde dochází ke koncentraci napětí, jako jsou konstrukční zaoblení mezi hlavním čepem a ramenem (čepy hlavních ložisek), konstrukční zaoblení mezi vedlejším čepem a ramenem (čepy ojnicních ložisek) a dutiny chladicí kapaliny, viz obr. č. 46, 47, 48. Výsledné součinitele jsou vzájemně porovnány.



Obrázek 46: Kritická místa klikového hřídele – konstrukční zaoblení hlavních a vedlejších čepů, olejové dutiny

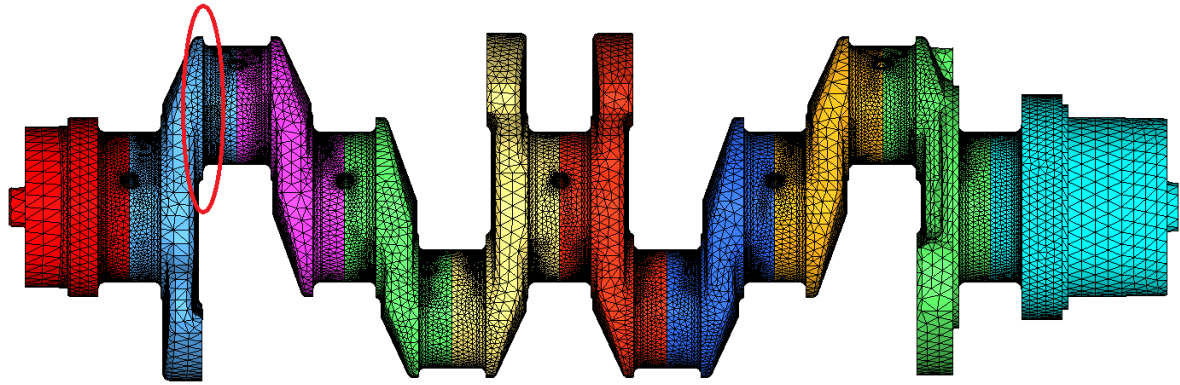


Obrázek 47: Detail konstrukčního zaoblení mezi hlavním čepem a ramenem (pod hlavními ložisky)

Obrázek 48: Řez konečně-prvkovým modelem klikové hřídele

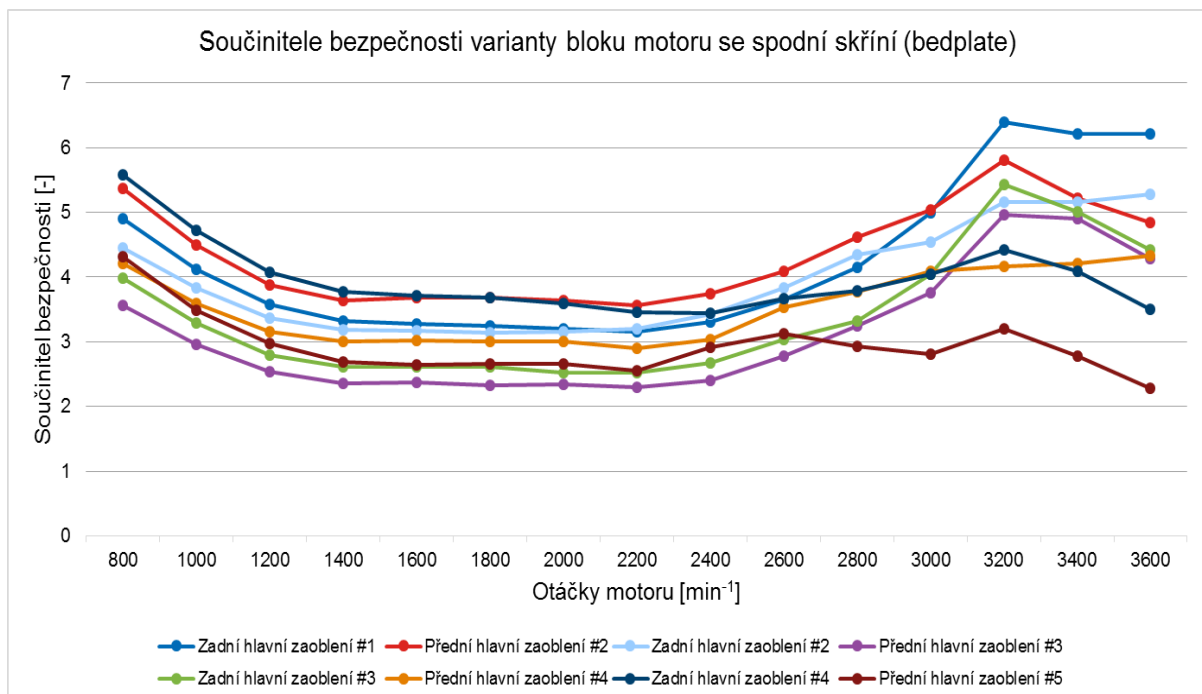
## 7.2 Výsledné součinitele bezpečnosti únavové analýzy

Jako řešič (solver) pro únavové analýzy byl použit software FeaRCE. Klikové hřídele byly počítány na vysokocyklovou únavu, konkrétně na  $10^8$  zátěžných cyklů, v celém otáčkovém rozsahu motoru 800 – 3600 [ot/min]. Podle získaných výsledků neklesl na žádném kritickém místě u obou klikových hřídelů součinitel bezpečnosti pod hodnotu 1, což znamená, že součást je pro tyto podmínky správně nadimenzována. Nejnižší hodnota součinitele bezpečnosti 1,74, viz graf č. 4, byla vypočtena na zadním konstrukčním zaoblení 4. ojnicního čepu, varianty prodlouženého bloku motoru (deep skirt), viz obr. č. 49. V tomto místě dochází k přidavnému ohybovému namáhání od rozvodového kola.

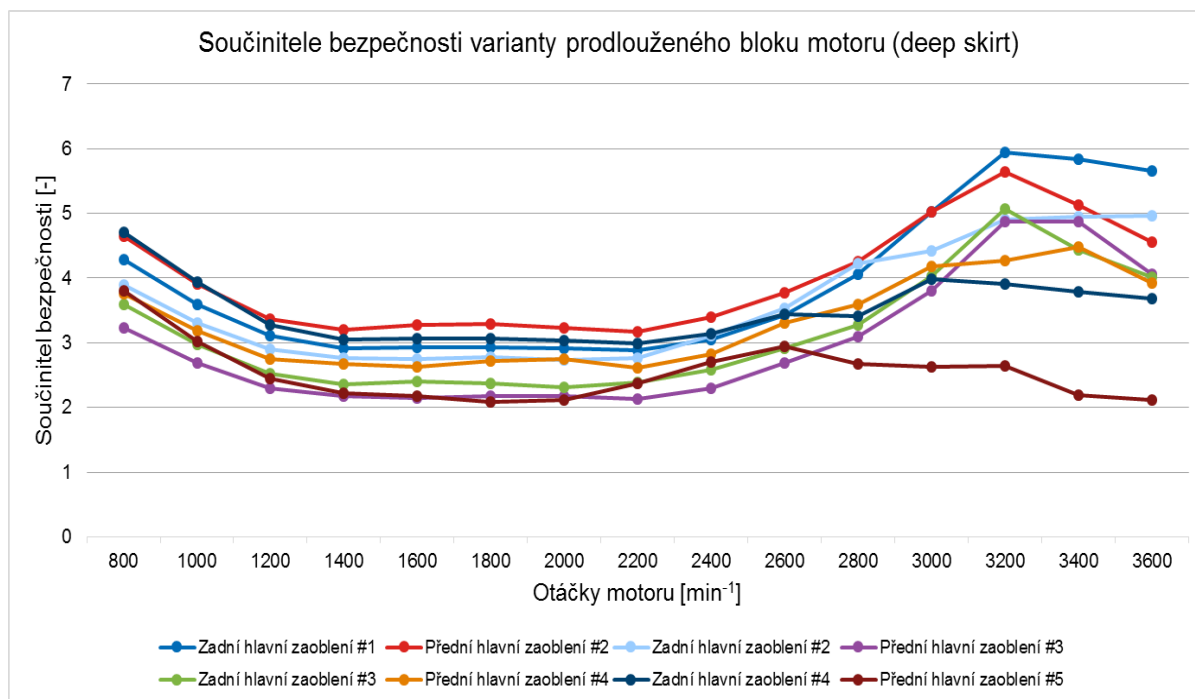


Obrázek 49: Lokace nejnižší hodnoty součinitele bezpečnosti 1,74 klikového hřídele – prodloužený blok motoru (deep skirt)

Součinitele bezpečnosti pro přední a zadní (zadní dále od setrvačnicku) konstrukční zaoblení mezi hlavními čepy a rameny klikové hřídele v celém otáčkovém rozsahu motoru jsou uvedeny v grafech č. 1, č. 2. (Číselná konvence hlavních čepů: č. 1 na straně setrvačnicku, č. 5 na straně rozvodového kola)



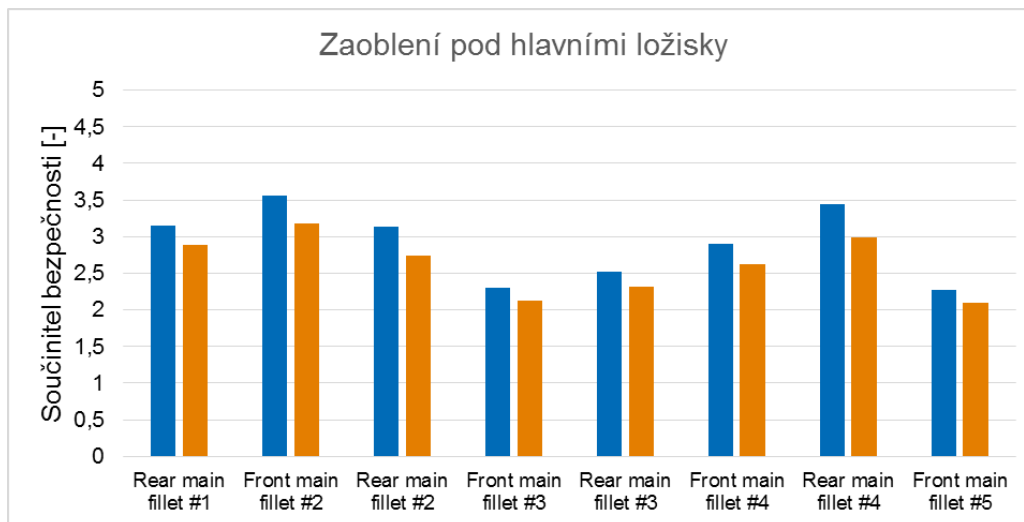
Graf 1: Výsledné součinitele bezpečnosti konstrukčních zaoblení hlavních čepů klikového hřídele napříč provozními otáčkami - blok motoru se spodní skříňí (bedplate)



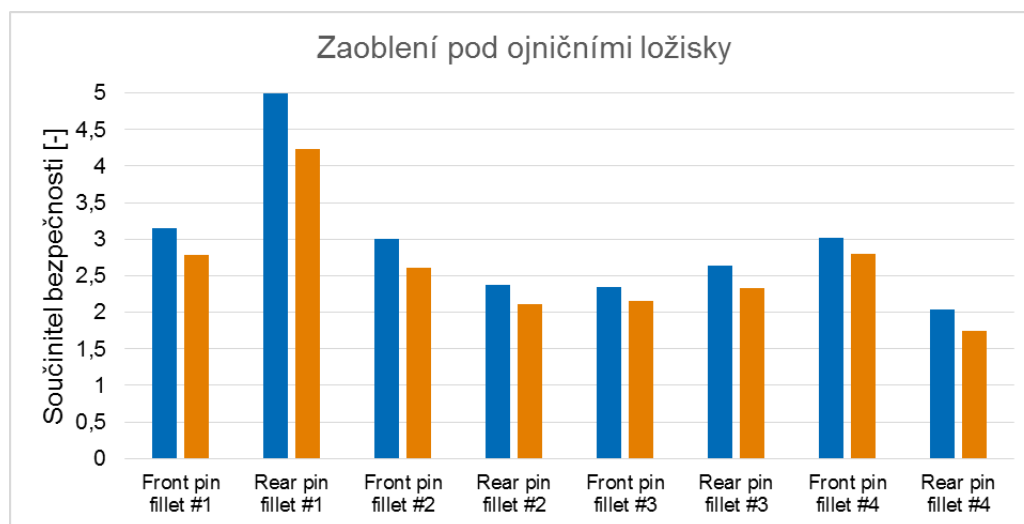
Graf 2: Výsledné součinitele bezpečnosti konstrukčních zaoblení hlavních čepů klikového hřídele napříč provozními otáčkami – prodloužený blok motoru (deep skirt) s výky ložísek

Podle výsledků z grafů č. 1 a č. 2, má klikový hřídel prodlouženého bloku motoru podle očekávání nižší hodnoty součinitelů bezpečnosti, tzn. že je více namáhán, než v případě tužší varianty se spodní skříní. Důvodem je lepší rozložení sil a větší tlumení vibrací v tužší variantě se spodní skříní. Vyjma přeběhových otáček motoru – 3600 [ot/min], jsou hlavní čepy klikového hřídele nejvíce namáhány v otáčkovém rozmezí 1400 – 2400 [ot/min].

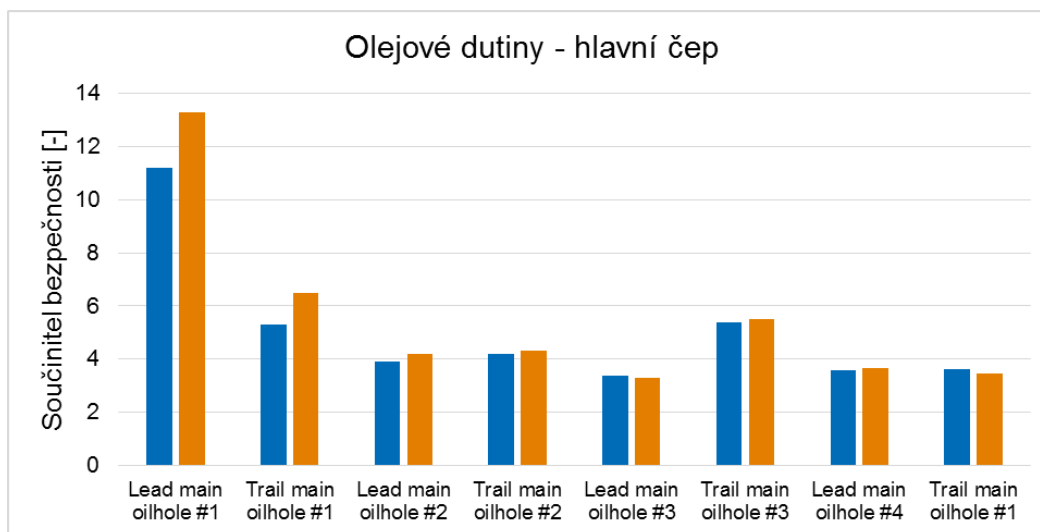
V následujících grafech č. 3 – č. 6, jsou vyneseny a porovnány minimální hodnoty součinitelů bezpečnosti jednotlivých kritických míst klikového hřídele. Minimální hodnoty odpovídají oblasti s nejvyšším spalovacím tlakem ve válci – 2200 [ot/min].



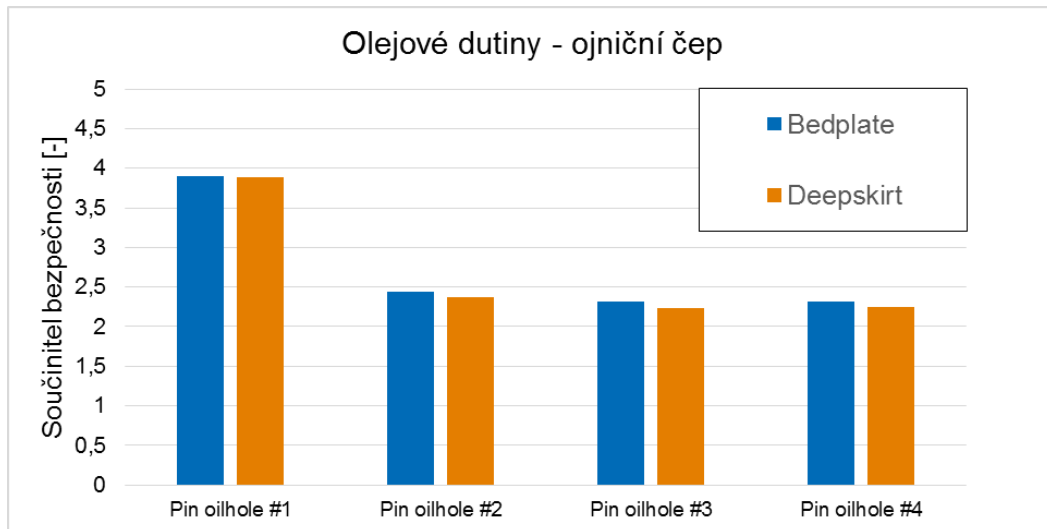
*Graf 3: Minimální hodnoty souč. bezp. – hlavní čepy*



*Graf 4: Minimální hodnoty souč. bezp. – ojniční čepy*



*Graf 5: Minimální hodnoty souč. bezp. – olejšové dutiny v hlavních čepch*



*Graf 6: Minimální hodnoty souř. bezp. – olejové dutiny v ojníčních řepch*

Z 28 vyšetřovaných kritických míst na klikovém hřídeli, má varianta motoru se spodní skříní na 22 místech, tj. 78,6 %, vyšší součinitele bezpečnosti, oproti variantě prodlouženého bloku motoru. Klikový hřídél je tudíž více namáhán ve variantě s uložením pomocí vík ložisek.

## 8. Analýza vyzařovaného hluku – NVH

V poslední době je v automobilovém průmyslu kladen stále větší důraz na snižování hmotnosti a to zejména použitím lehkých materiálů, které mimo svých nesporných výhod mají nevýhodu nepříznivého dopadu na akustiku. Již při návrhu motoru dochází k mnoha kompromisním řešením, tj. mezi výkonem motoru, výfukovými emisemi, hmotností, cenou a právě množstvím vyzařovaného hluku a vibrací [16].

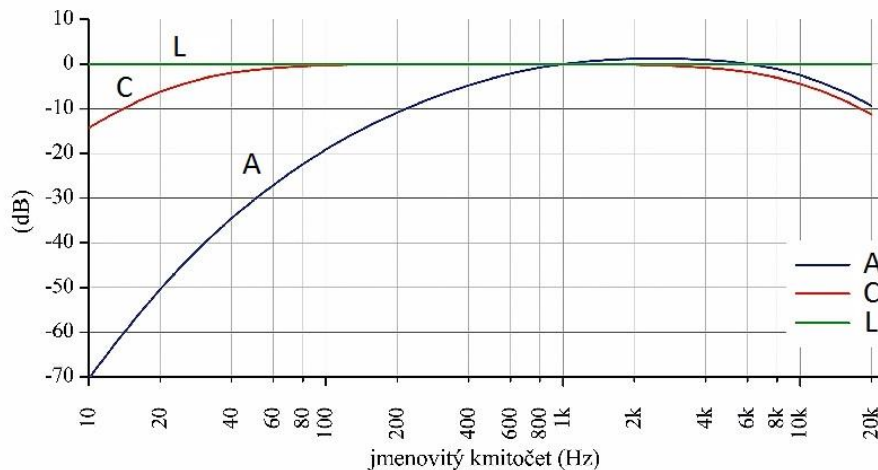
Problematika zabývající se snižováním hluku při samotném návrhu a konstrukci je nazývána NVH (Noise, Vibration, Harshness). Hluk je zvuk, který může působit na člověka nepříjemně, až bolestivě. Rozdíl mezi hlukem a vibracemi je pouze ve způsobu jejich vnímání. Hluk jsou z fyzikálního hlediska vibrace s frekvencemi, které člověk vnímá sluchem. Posuzování vlivu hluku je důležité z hlediska sluchového vjemu člověka, kdežto vliv vibrací se posuzuje i z hlediska stroje [4].

Hluk je směs zvuků různých frekvencí vyzařovanými jednotlivými pohyblivými částmi spalovacího motoru. Vibrace a hluk není možné zcela odstranit, ale je možné je redukovat na přijatelnou hodnotu [19]. Zdroje vibrací spalovacího motoru jsou: samotný proces spalování v motoru, zatížení a otáčky mají významný vliv na celkový hlukový projev motoru, pohyb nevyvážených hmot klikového mechanismu, odstředivé síly rotujících hmot, pulsace výfukových plynů a regulační proces motoru.

Jedinou veličinou, kterou lze přímo měřit při hodnocení hluku je akustický tlak závislý na frekvenci. Hladina akustického tlaku, vyjádřená pomocí akustických tlaků, se měří zvukoměrem jako jedna hodnota, která přísluší určité frekvenci, případně frekvenčnímu pásmu. Frekvenční pásma používaná v akustice jsou stejná jak pro vibrace, tak pro hluk. Pásma se nazývají oktávy nebo třetinové oktávy, tzv. tercie. Zvukoměry jsou vybaveny váhovými filtry. Podle účelu váhové filtry zvýrazňují, případně potlačují akustický tlak jednotlivých frekvencí. Pro posuzování hluku z hlediska sluchového vjemu se používají váhové filtry typu A. Váhové filtry typu A potlačují nízké frekvence do 1 [kHz] a svou charakteristiku přibližují logaritmické charakteristice lidského ucha, viz obr. č. 50 [4].

Vynecháním váhového filtru, při měření hluku, mají všechny frekvence stejný vliv na utváření hladiny akustického tlaku a měřené hodnoty se vyznačují lineární charakteristikou.





Obrázek 50: Váhové filtry [32]

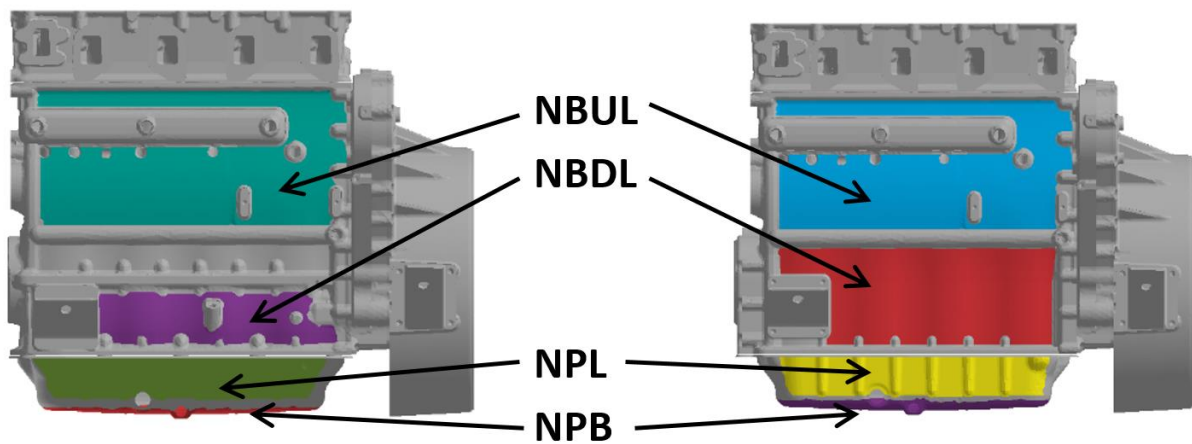
Snížení hmotnosti motoru je možné dosáhnout buď použitím lehkých materiálů nebo tzv. downsizingem. Výrazným snížením hmotnosti může být dosaženo kombinací těchto dvou faktorů. Co se týče klikové skříně, jedná se o jednu z nejhmotnějších částí motoru. Byly zkoumány váhové redukce klikové skříně za použití hliníkových a hořčíkových materiálů a jejich vztah k mechanickým, akustickým a výrobním aspektům. Mezi lehké materiály patří převážně hliník, hořčík, titan. Další možností jak snížit váhu motoru je použití alternativních materiálů pro sací potrubí, olejovou vanu, viz dále nebo konstrukce motoru bez vyvažovacího hřídele. [15]

Nerovnováha v motoru je zdrojem zejména vibrací při nízkých frekvencích. Nerovnováha asymetrického tvaru řadového čtyřválcového motoru je náchylná na vibrace druhého řádu [33]. Řadové čtyřválcové motory jsou z tohoto důvodu většinou vybaveny vyvažovacími hřídeli. Nerovnováhu způsobuje klikový mechanismus a mechanismus ovládání ventilů. Vybavení motoru vyvažovacím hřídelem je výhodné z hlediska tlumení vibrací, ale méně výhodné co do komplikovanosti hnacího ústrojí a snížení hmotnosti motoru [15].

## 8.1 Vyšetřované plochy motoru

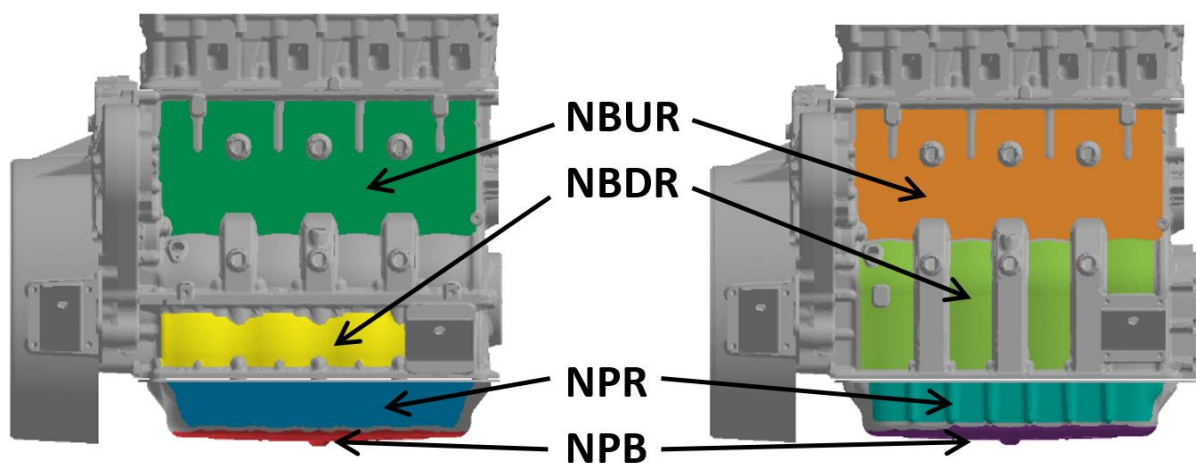
Na obou vyšetřovaných motorech bylo vybráno 7 externích ploch, které byly podrobeny analýze vyzařovaného hluku ve formě hladin akustického tlaku a tyto plochy byly navzájem porovnány. Jedná se o porovnání levých a pravých stran horní části bloku motoru,

bočnic a olejové vany, viz obr. č. 51 – obr. č. 54. Výpočet vyzařovaného hluku probíhal Rayleigho metodou, kdy každý uzel na povrchu je brán jako zdroj hluku.



Obrázek 51: Vyšetřované plochy levé strany bloku motoru se spodní skříňí (bedplate)

Obrázek 52: Vyšetřované plochy levé strany prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek



Obrázek 53: Vyšetřované plochy pravé strany bloku motoru se spodní skříňí (bedplate)

Obrázek 54: Vyšetřované plochy pravé strany prodlouženého bloku motoru (deep skirt) s víky ložisek

Vysvětlivky: NBUL, NBUR – levá a pravá strana horní části motoru (Noise Block Up Left/Right)

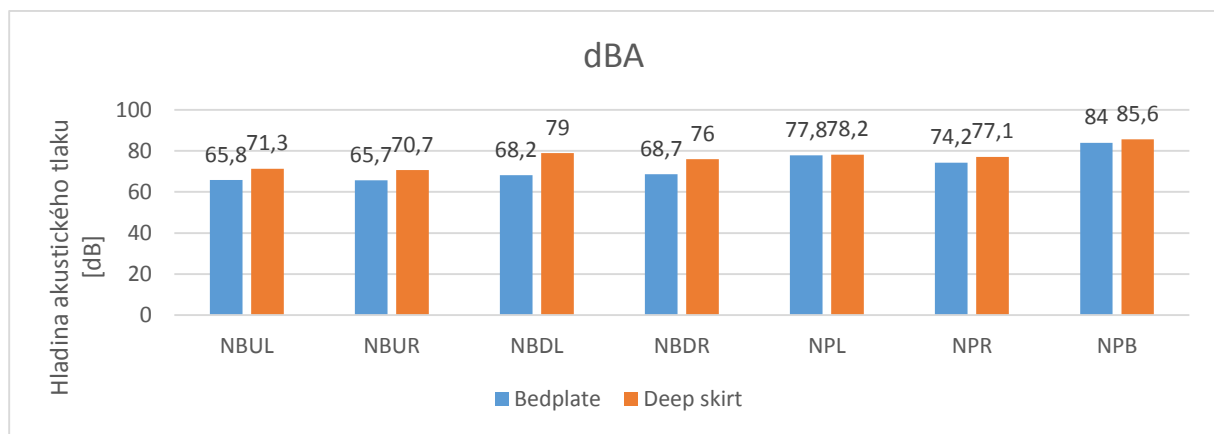
NBDL, NBDR – levá a pravá strana dolní části motoru (Noise Block Down Left/Right)

NPL, NPR – levá a pravá strana olejové vany (Noise Pan Left/Right)

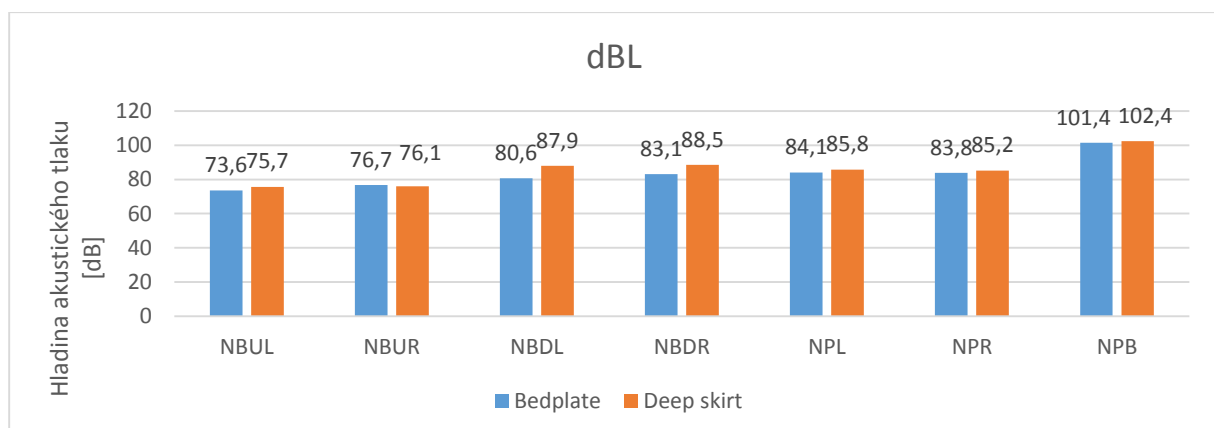
NPB – dno olejové vany (Noise Pan Bottom)

## 8.2 Výsledky analýzy vyzařovaného hluku

Základem této analýzy je potřebná znalost vlastních frekvencí obou sestav, které jsou výsledkem modální analýzy, viz kapitola č. 4. Výsledné hladiny akustického tlaku jsou prezentovány dvěma způsoby: dBA a dBL. Hladiny dBA reprezentují hluk, jak je vnímán lidským uchem, tedy za použití váhového filtru typu A. Hladiny dBL mají lineární charakteristiku a všechny frekvence mají stejný vliv na utváření hladiny akustického tlaku. Tímto způsobem se posuzují hlukové vlastnosti z hlediska stroje. Výsledné hladiny vyzařovaného hluku jednotlivých ploch jsou uvedeny v tabulce č. 5 a porovnány v grafech č. 7 a 8.



Graf 7: Srovnání hladin akustického tlaku – dBA



Graf 8: Srovnání hladin akustického tlaku – dBL

Tabulka 6: Hladiny akustického tlaku jednotlivých ploch obou variant motoru

Plochy		Bedplate		Deep skirt		rozdíl hladin ak. tl.	
		dBA [dB]	dBL [dB]	dBA [dB]	dBL [dB]	dBA [dB]	dBL [dB]
Blok motoru	NBUL	65,8	73,6	71,3	75,7	5,5	2,1
	NBUR	65,7	76,7	70,7	76,1	5	-0,6
	NBDL	68,2	80,6	79	87,9	10,8	7,3
	NBDR	68,7	83,1	76	88,5	7,3	5,4
Max. hl. ak. tlaku		<b>68,7</b>	<b>83,1</b>	<b>79</b>	<b>88,5</b>	10,3	5,4
Rozdíl BP vs. DS [%]		-	-	-	-	<b>-13,04%</b>	<b>-6,10%</b>
Olejová vana	NPL	77,8	84,1	78,2	85,8	0,4	1,7
	NPR	74,2	83,8	77,1	85,2	2,9	1,4
	NPB	84	101,4	85,6	102,4	1,6	1
Max. hl. ak. tlaku		<b>84,0</b>	<b>101,4</b>	<b>85,6</b>	<b>102,4</b>	1,6	1,0
Rozdíl BP vs. DS [%]		-	-	-	-	<b>-1,87%</b>	<b>-0,97%</b>

Porovnání výsledků hladin akustického tlaku z hlediska vnímání lidským uchem – dBA:

Při porovnání samotných bloků motoru, je z uvedených výsledků zcela evidentní rozdíl v jednotlivých zástavbách. Tužší blok motoru se spodní skříní (bedplate) vyzařuje hladinu akustického tlaku o 10,3 dB (13,04 %) nižší, než prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek.

Nejvíce hluku generují právě bočnice motoru, které dále přenášejí svou energii do olejové vany.

Při pohledu na výsledky olejové vany je zřejmé, že olejová vana je dominantním zdrojem hluku ve spalovacím motoru. V případě bloku motoru se spodní skříní vybudí hladinu akustického tlaku o dalších 15,3 dB (22,3 %). V případě prodlouženého bloku je rozdíl 6,6 db (8,4 %).

Porovnání výsledků hladin akustického tlaku z hlediska stroje – dBL:

Při porovnání samotných bloků, jsou rozdíly o poznání menší. Blok motoru se spodní skříní má nižší hladinu akustického tlaku o 5,4 dB (6,1 %).

Olejové vany dosahují téměř totožných hladin akustického tlaku, rozdíl pouze o 1 dB ve prospěch varianty se spodní skříní. Je to dáno tím, že prodloužený blok sice generuje více

hluku, ale vlivem poddajnosti celkové sestavy jsou výsledné maximální hladiny akustického tlaku téměř totožné.

Rozdílné zástavby klikového hřídele mají větší vliv na okolí z hlediska vyzařovaného hluku, vnímaného lidským uchem, než z hlediska vibrací samotného stroje.

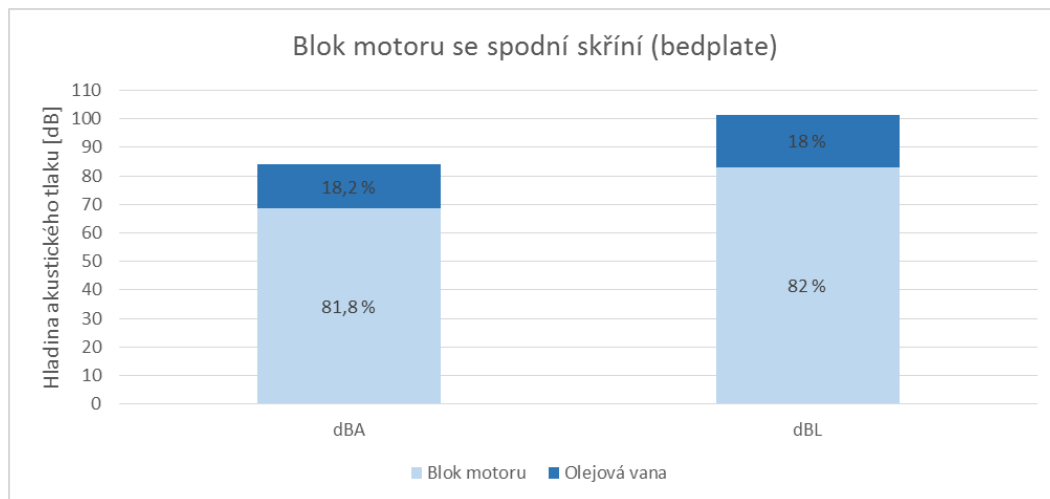
### 8.2.1 Vliv olejové vany

Jak je patrné, olejová vana je jednou z dominantních částí motoru, která výrazně přispívá k celkovému hluku. Důvodem je její tvar – relativně velký povrch a malá tloušťka stěny, což má za následek vybuzení hladin akustického tlaku (princip bubnu). Účelem olejové vany je pouze obsahovat dané množství oleje. Množství vyzářeného hluku olejovou vanou závisí na množství energie přenesené sousedními částmi motoru, jako je blok motoru.

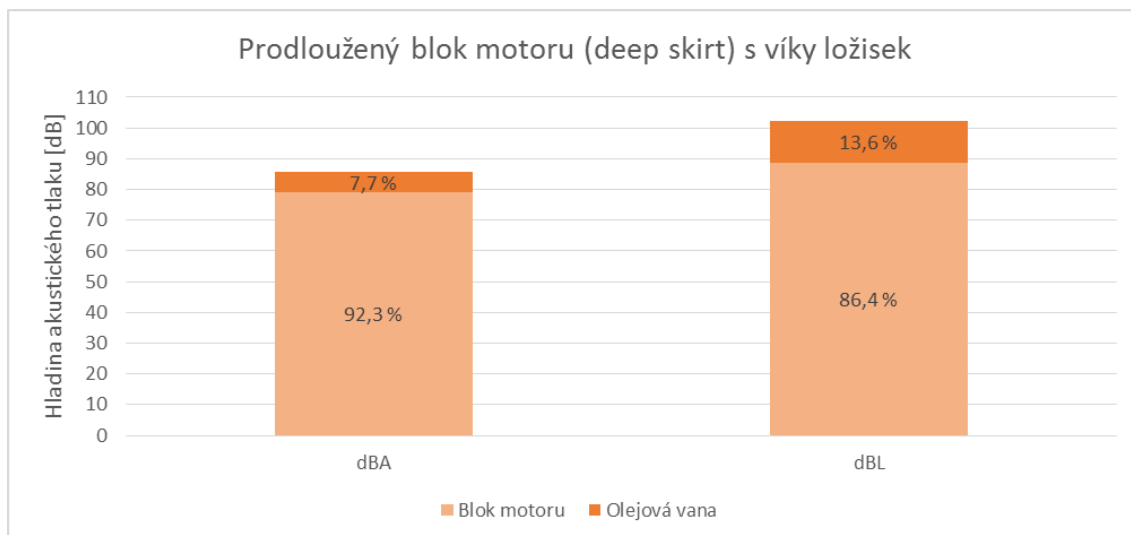
Množství energie přenášené do olejové pánve je možné zmírnit optimalizací bočnic motoru a tvaru samotné olejové vany pomocí přídavných žeber nebo vyztužení. NVH vlastnosti, které jsou uvažovány již během návrhu samotné olejové vany, záleží převážně na typu použitého materiálu. Hliníkové olejové pánve mají vyšší pevnost, ale jsou více náchylné na hlukové emise. Lisované ocelové olejové pánve nabízí lepší NVH vlastnosti právě díky své nízké vyzařovací schopnosti. Z pohledu materiálových vlastností je pánev z hliníkového odlitku daleko pevnější, než z lisované oceli [15].

### 8.2.2 Tvar spodní části bloku motoru

Jak již bylo řečeno, tvar spodní části bloku motoru významně ovlivňuje celkový hluk bloku motoru a také přenos vibrační energie do olejové vany. To také potvrzují výsledky NVH analýzy. Levá dolní plocha prodlouženého bloku motoru vyzařuje o 10,8 dB vyšší hladinu akustického tlaku (dBA), než blok se spodní skříň. Pravá strana generuje hladinu akustického tlaku vyšší o 7,3 dB. Prodloužená varianta s individuálními víky ložisek se zdá být z hlediska NVH méně dostačující. V praxi se pro lepší NVH vlastnosti využívají různá vyztužení v místech s největší amplitudou kmitání. Jako výtzuhy mohou být použity i již zmíněné žebříkové rámy (ladder frame) nebo ložiskové nosníky (bearing beam) [16].



Graf 9: Podíl vyzařovaného hluku bloku motoru a olejové pánve ku celkovému hluku motoru - blok motoru se spodní skříní (bedplate)

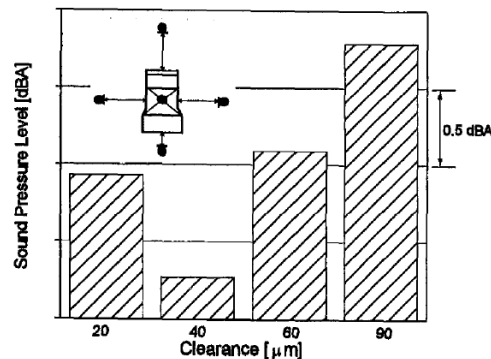


Graf 10: Podíl vyzařovaného hluku bloku motoru a olejové pánve ku celkovému hluku motoru – prodloužený blok motoru (deep skirt) s výky ložisek

### 8.2.3 Ložiskové vůle

Další výrazný podíl na hluku motoru mají vůle v uložení klikového hřídele. Nárazem klikového hřídele na stěnu ložiska vzniká dopadová energie, která je zdrojem hluku v celém provozním režimu motoru. Snížení množství hluku v klikovém ústrojí je zaměřeno právě na snížení této dopadové energie. Z dřívějšího výzkumu je vliv velikosti těchto vůlí znázorněn na obr. č. 55, ze kterého vyplývá optimální velikost vůle pro uložení klikového hřídele [16]. Dalšími

kritickými místy jsou kontaktní plocha mezi pístem a vložkou válce, ojnicní ložiska a hlavní ložiska klikového hřídele [16].



Obrázek 55: Závislost ložiskové vůle na hladině akustického tlaku [16]

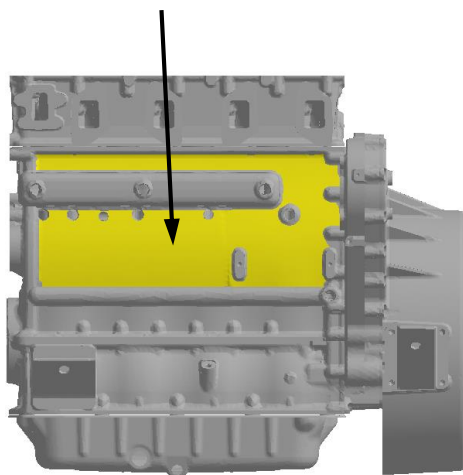
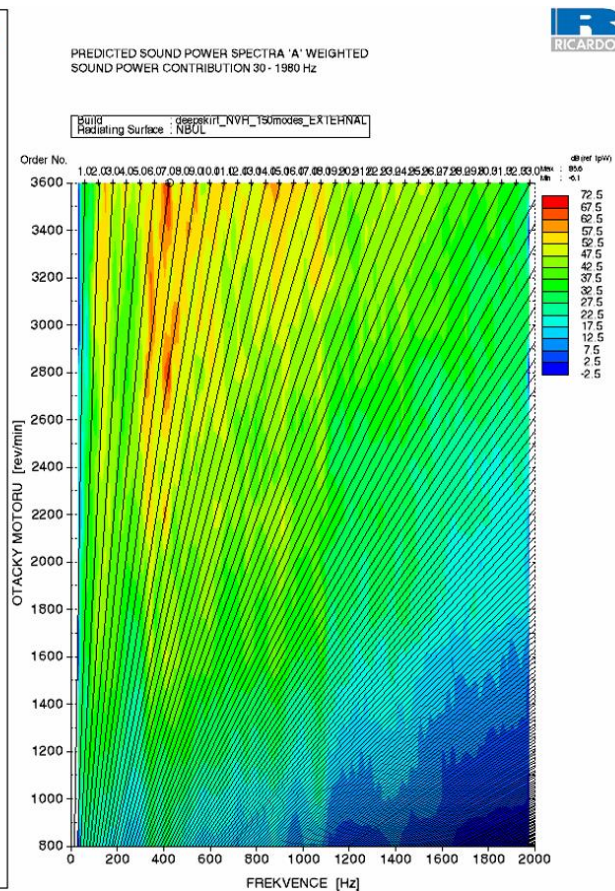
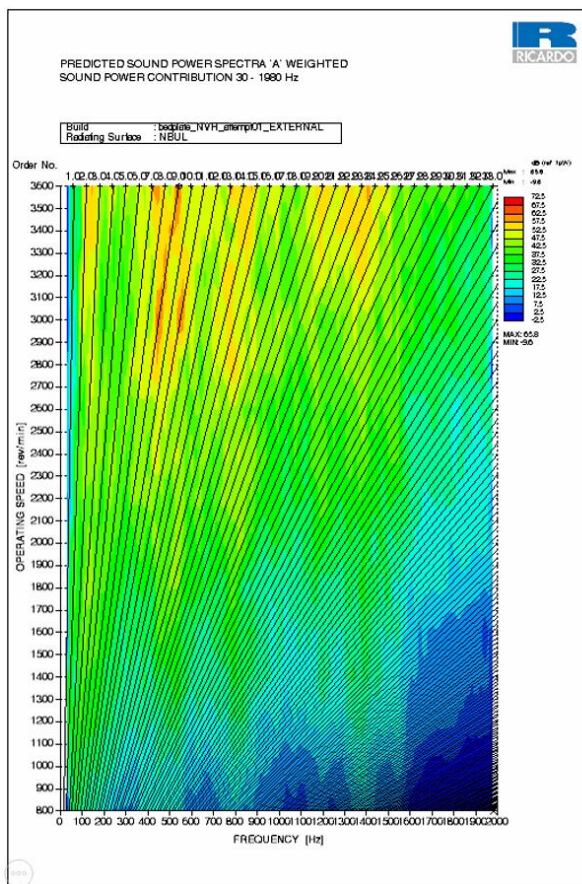
Z této závislosti z hlediska NVH vyplívá optimální velikost vůle v hlavních ložiscích 40 [ $\mu\text{m}$ ]. Se zvětšující se vůlí se zvyšuje dopadová energie a tím hlučnost chodu klikového hřídele. Naopak pro malé vůle by se dala očekávat vyšší tuhost olejového filmu, to má za následek intenzivnější přenosnost zvuku, což vede opět k vyššímu hluku motoru [16].

#### 8.2.4 Campellovi diagramy

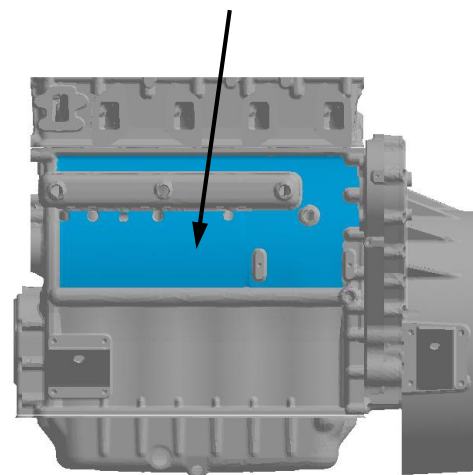
Campellovi diagramy se používají k vyhodnocení kritických otáček motoru v závislosti na vlastní frekvenci. Vlastní frekvence je frekvence, kterou hmoty soustrojí volně kmitají, a každá má svůj vlastní tvar. V diagramu jsou zahrnuty budící frekvence – harmonické řady. Kritické otáčky motoru jsou otáčky, při kterých dochází k rezonanci budící frekvence s vlastní frekvencí. Jedné vlastní frekvenci odpovídá více kritických otáček.

V této diplomové práci, jsou vyhodnoceny a porovnány Campellovi diagramy pro obě varianty uložení klikového hřídele a pro každou variantu na všech 7 již zmíněných plochách. Výsledkem je spektrum vyzařovaného hluku v celém provozním režimu motoru od 800 – 3600 [ot/min], závislé na frekvenčním rozsahu 0 – 2000 [Hz] a řádu buzení. Názorně je vidět, za jakých podmínek je hladina akustického tlaku vyšší než 74 [dB] [20]. Hodnota 74 [dB] je uváděna jako limitní hodnota pro lehká nákladní vozidla kategorie N1.

Campbellův diagram – porovnání horní levé strany bloku motoru (NBUL), váhový filtr A



Obrázek 56: Blok motoru se spodní skříní (bedplate)



Obrázek 57: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek

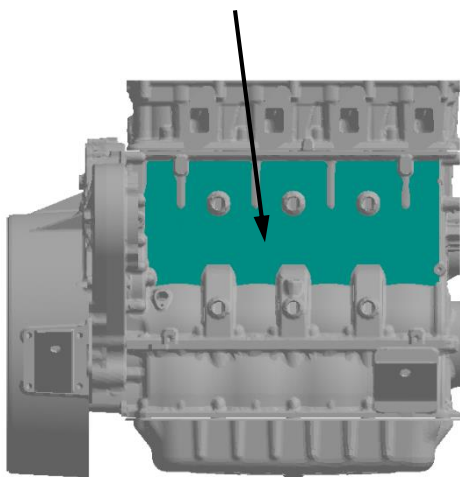
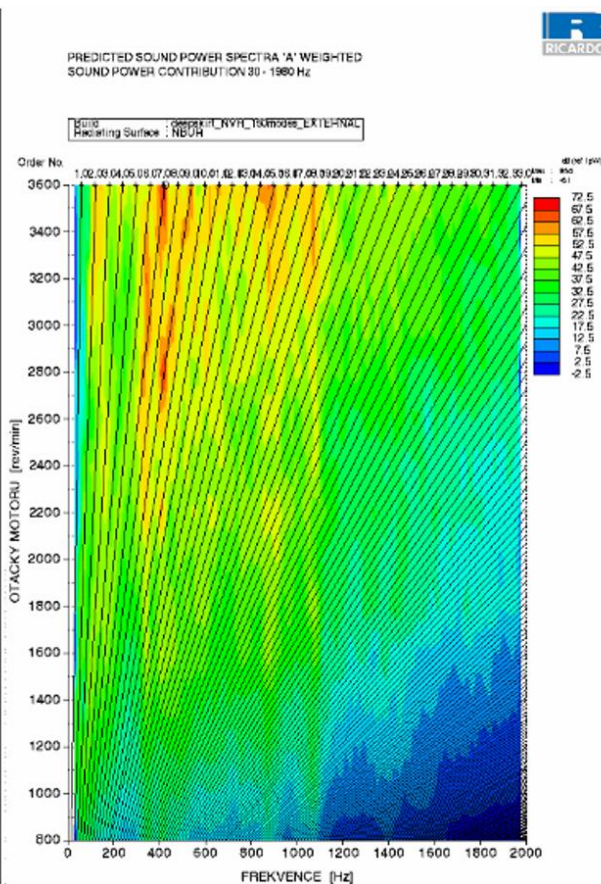
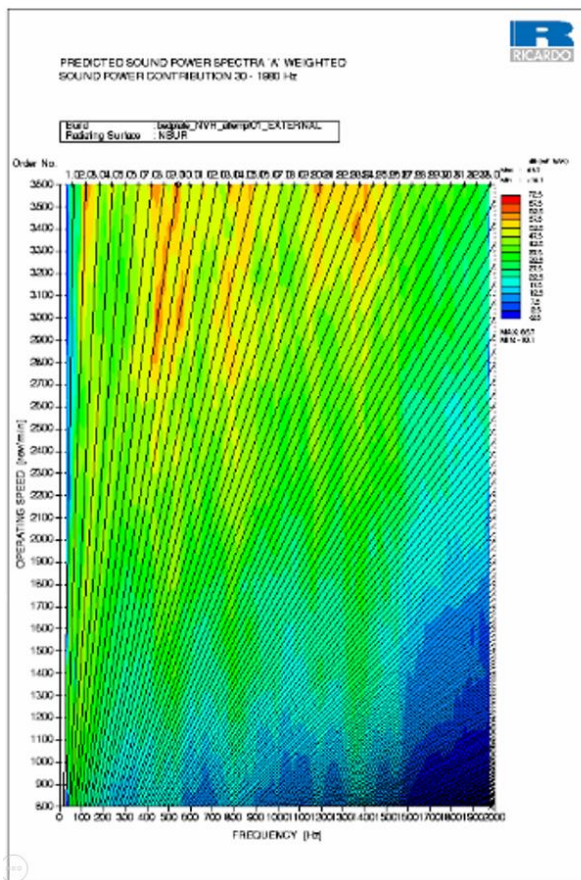
Max. hladina akustického tlaku 65,8 [dB]

Max. hladina akustického tlaku 71,3 [dB]

Rozdíl hladin ak. tl. mezi oběma plochami je 5,5 [dB]. Prodloužený blok generuje nepatrně více hluku již od 2200 [ot/min] v oblasti okolo 400 [Hz].

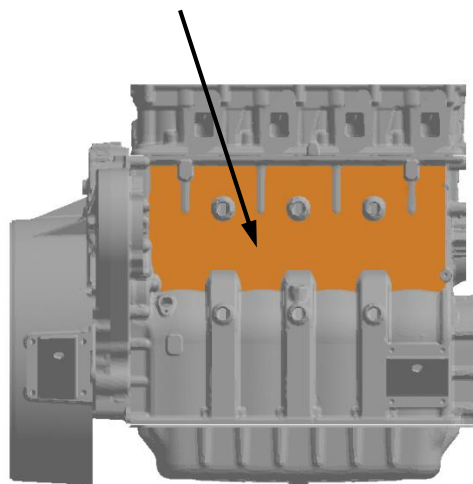


Campbellův diagram – porovnání horní pravé strany bloku motoru (NBUR), váhový filtr A



Obrázek 58: Blok motoru se spodní skříň (bedplate)

Max. hladina akustického tlaku 65,7 [dB]

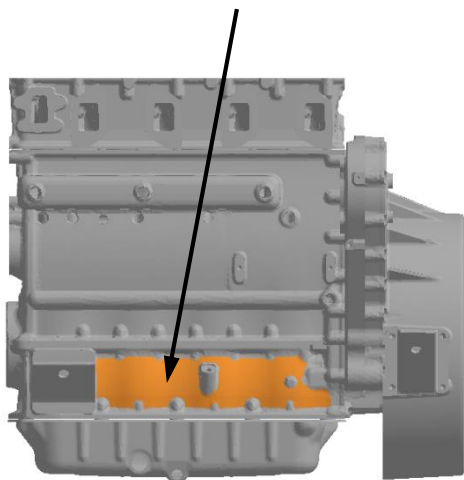
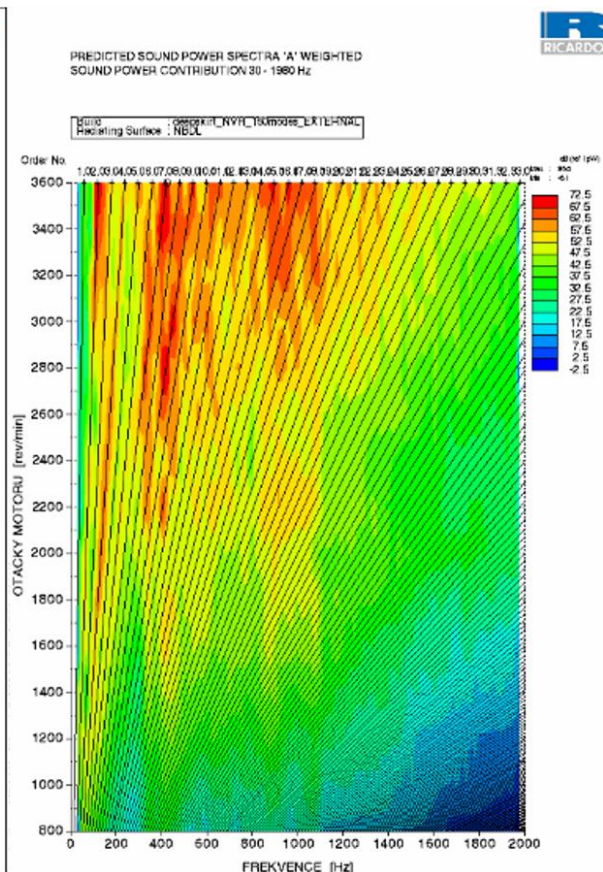
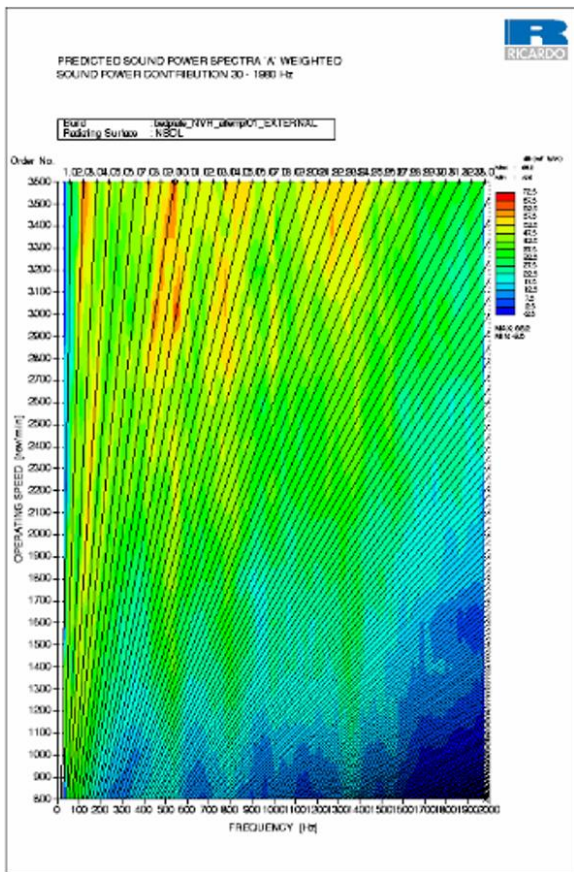


Obrázek 59: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek

Max. hladina akustického tlaku 70,7 [dB]

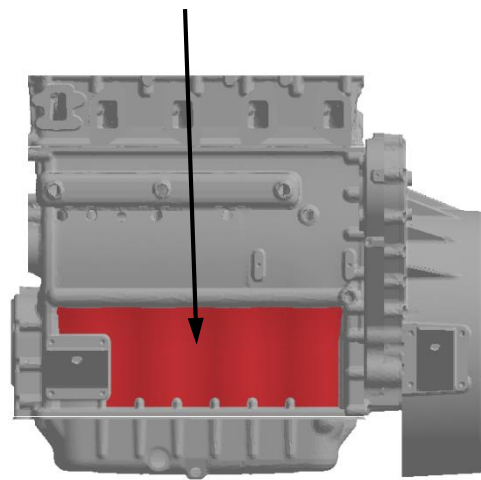
Rozdíl hladin ak. tl. mezi oběma plochami je 5 [dB]. Prodloužený blok generuje nepatrně více hluku od 2600 [ot/min] v oblasti okolo 400 [Hz].

Campbellův diagram – porovnání dolní levé strany bloku motoru (NBDL), váhový filtr A



Obrázek 60: Blok motoru se spodní skříní (bedplate)

Max. hladina akustického tlaku 68,2 [dB]

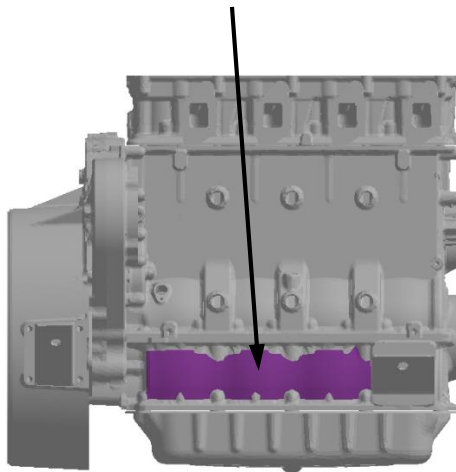
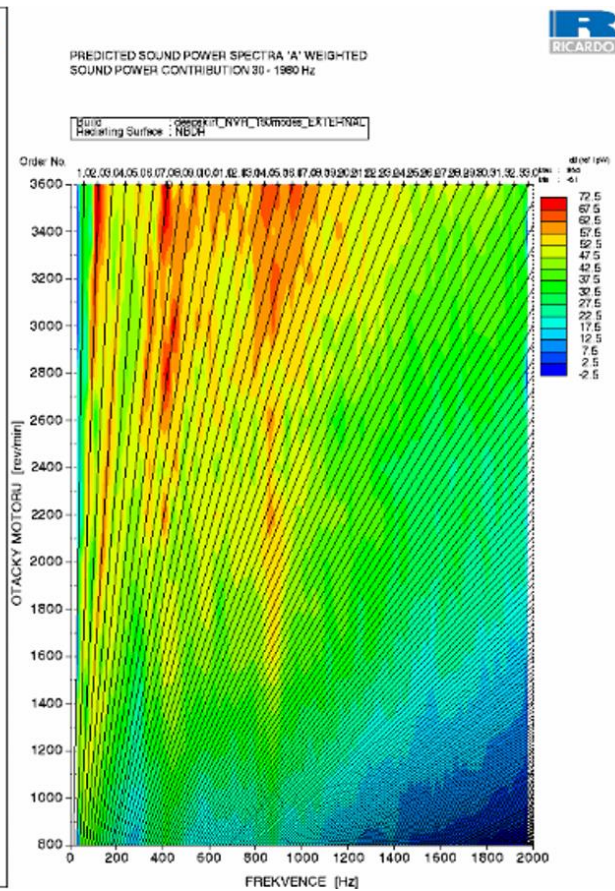
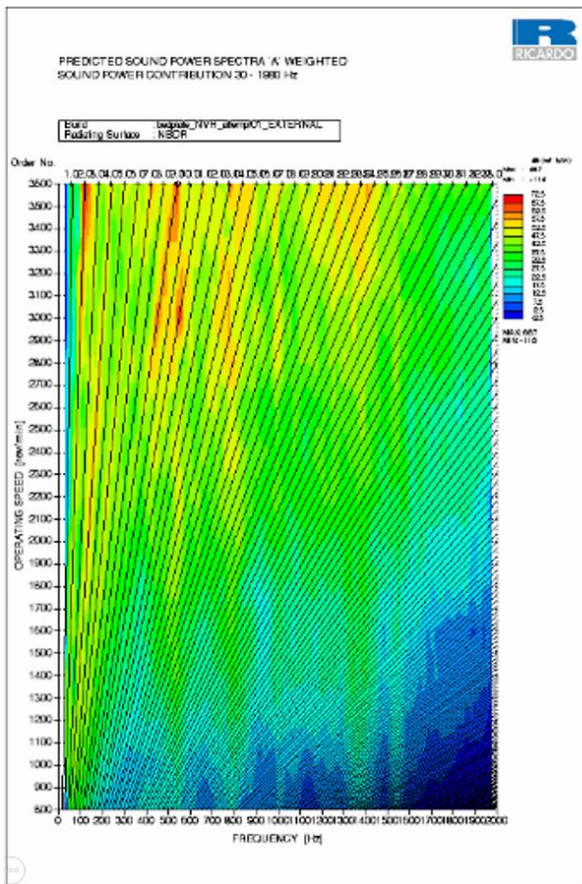


Obrázek 61: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek

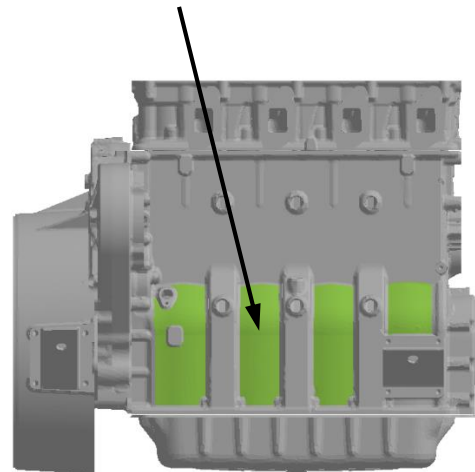
Max. hladina akustického tlaku 79 [dB]

Rozdíl hladin ak. tl. mezi oběma plochami je 10,8 [dB]. Levá bočnice motoru generuje výrazně vyšší hladinu ak. tlaku v širokém frekvenčním pásmu 100 – 1200 [Hz], již od 2100 [ot/min]. U prodlouženého bloku je zřetelný 2. budící řád, typický pro 4-válcové motory.

Campbellův diagram – porovnání dolní pravé strany bloku motoru (NBDR), váhový filtr A



Obrázek 62: Blok motoru se spodní skříní (bedplate)



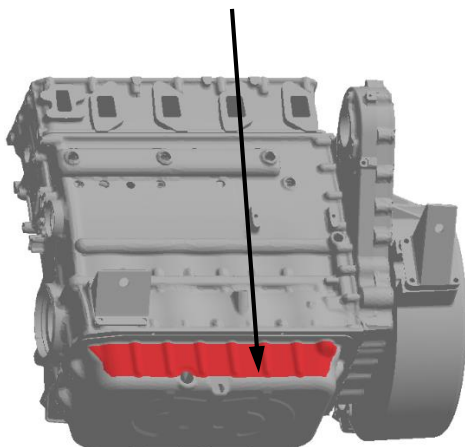
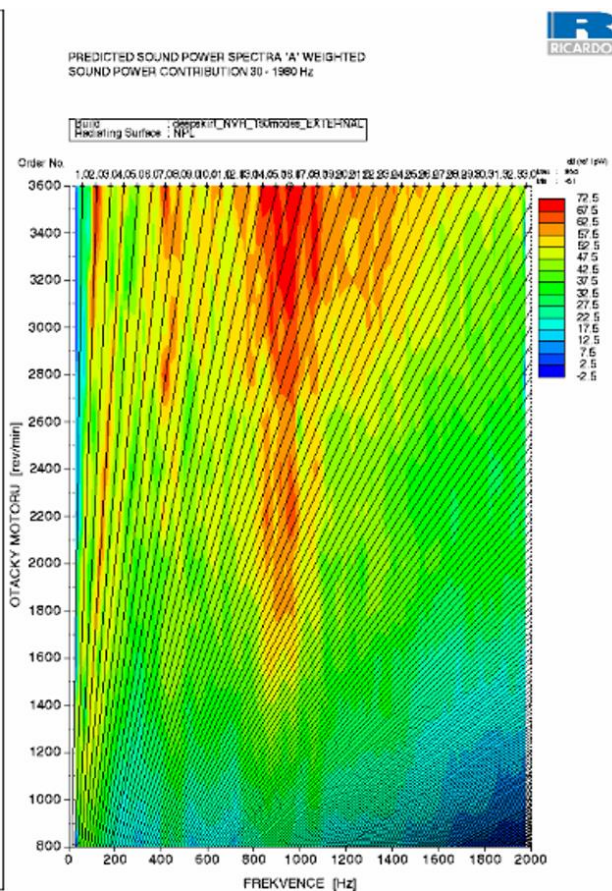
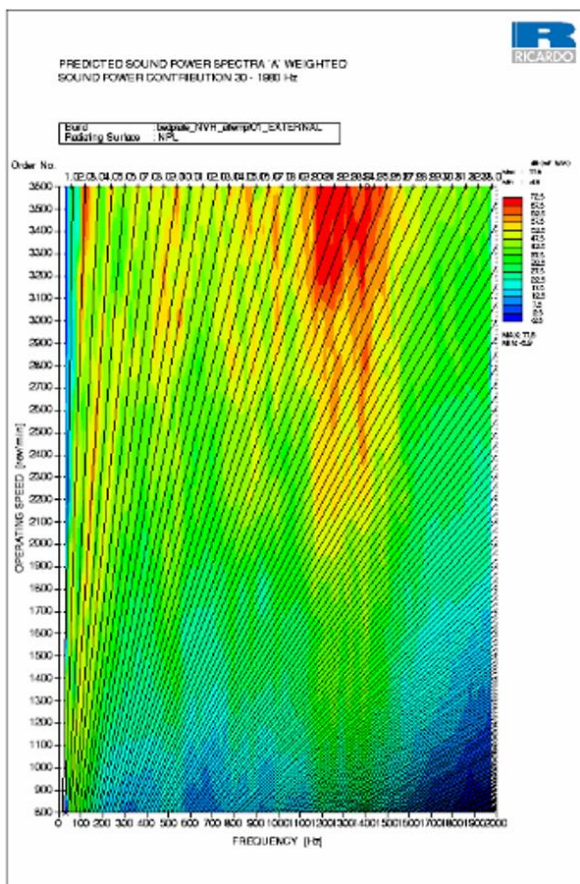
Obrázek 63: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek

Max. hladina akustického tlaku 68,7 [dB]

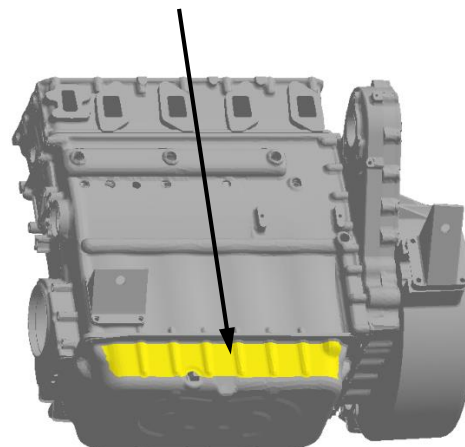
Max. hladina akustického tlaku 76 [dB]

Rozdíl hladin ak. tl. mezi oběma plochami je 7,3 [dB]. Pravá strana prodlouženého bloku generuje méně hluku oproti levé. Je to dáno výztuhami pravé bočnice chladicími kanály.

Campbellův diagram – porovnání dolní levé strany olejové vany (NPL), váhový filtr A



Obrázek 64: Blok motoru se spodní skříní (bedplate)



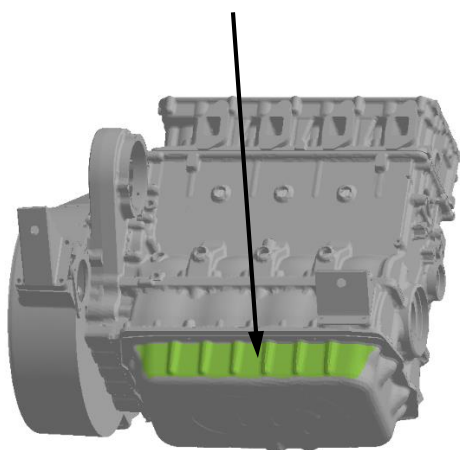
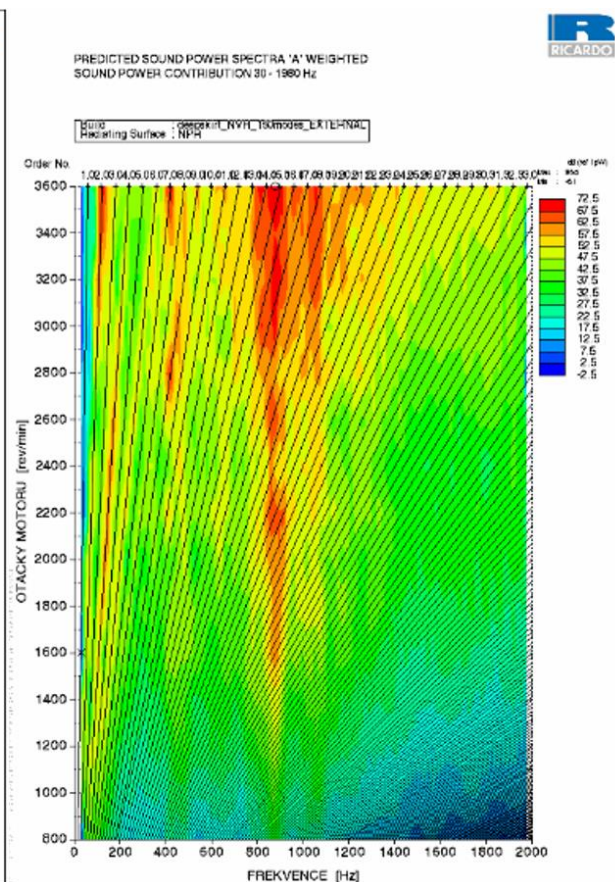
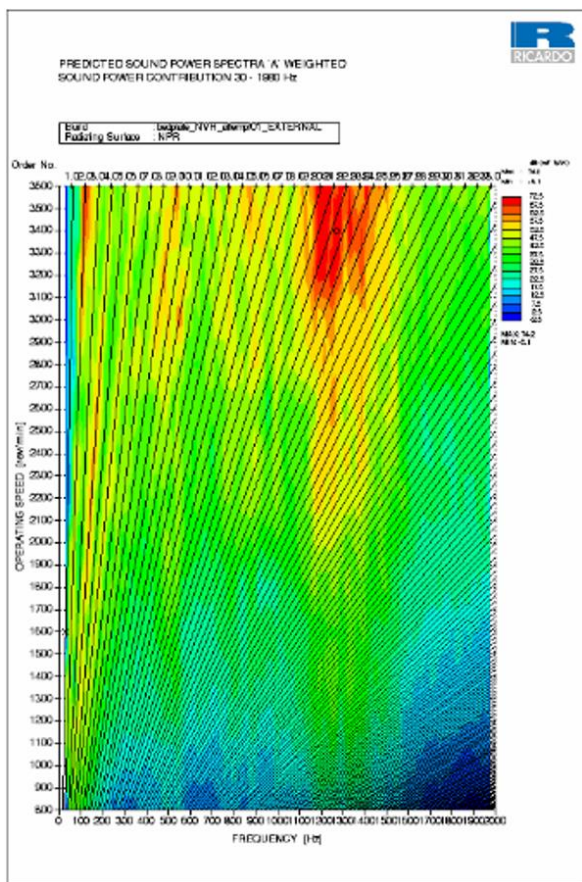
Obrázek 65: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek

Max. hladina akustického tlaku 77,8 [dB]

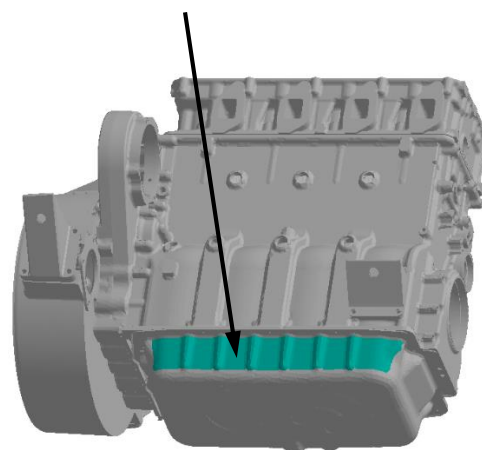
Max. hladina akustického tlaku 78,2 [dB]

Rozdíl hladin ak. tl. mezi oběma plochami je 0,4 [dB]. Maximální projev hluku obou ploch je téměř totožný, avšak prodloužený blok generuje hluk od 74 [dB] a výše, již od 1700 [ot/min]. Tento hluk je vybuzen vlastní frekvencí v oblasti okolo 950 [Hz].

Campbellův diagram – porovnání dolní pravé strany olejové vany (NPR), váhový filtr A



Obrázek 66: Blok motoru se spodní skříní (bedplate)



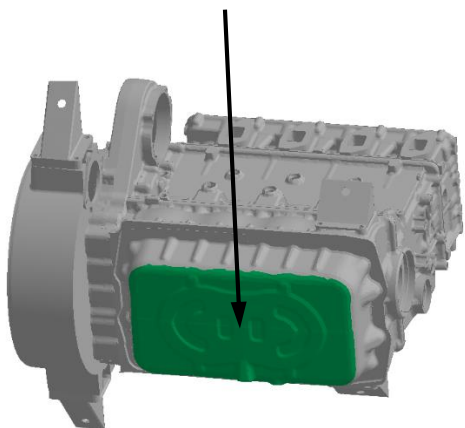
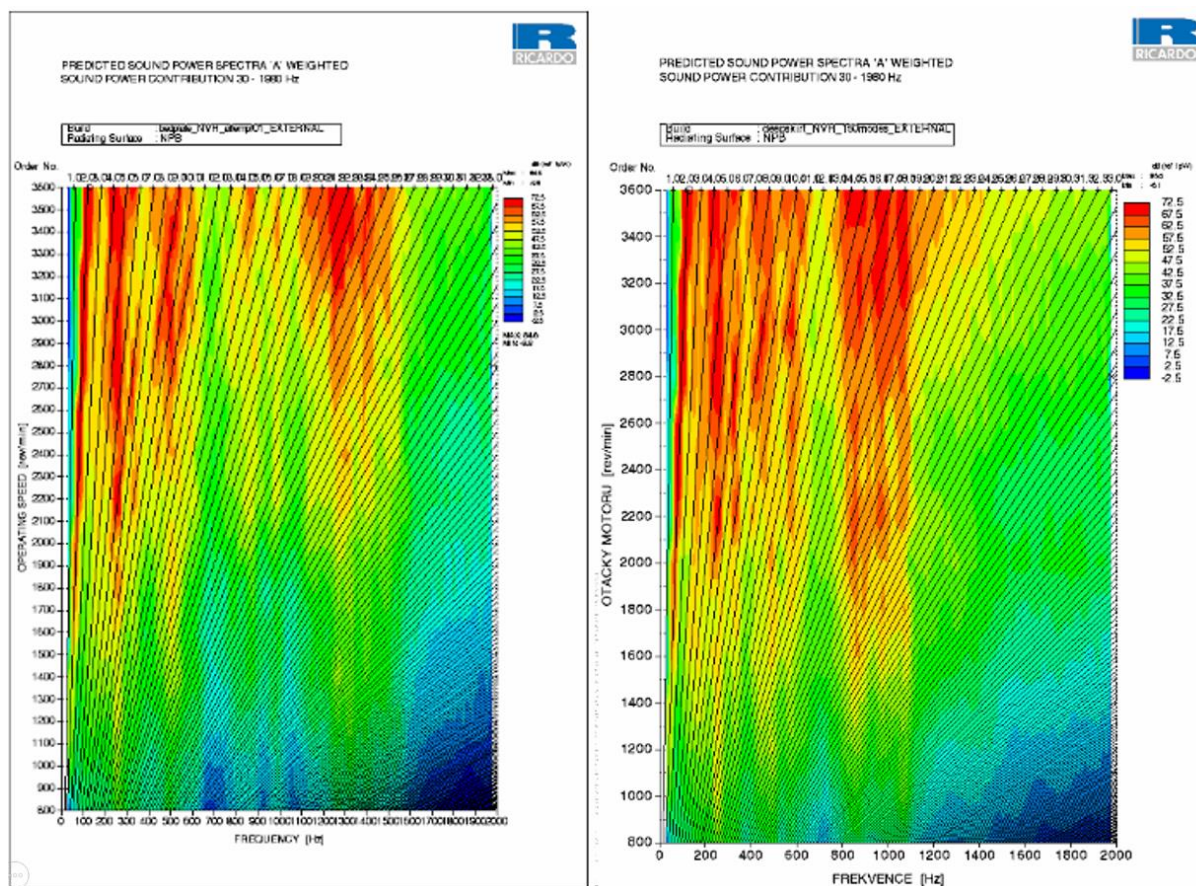
Obrázek 67: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek

Max. hladina akustického tlaku 74,2 [dB]

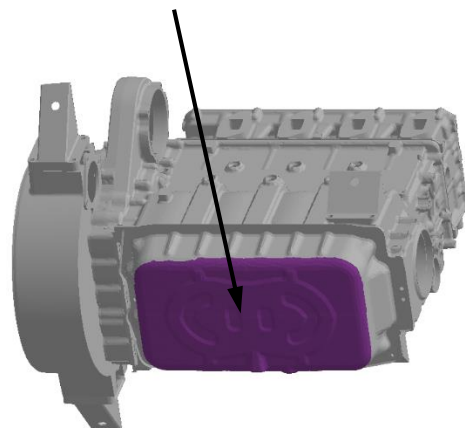
Max. hladina akustického tlaku 77,1 [dB]

Rozdíl hladin ak. tl. mezi oběma plochami je 2,9 [dB]. Pravá strana prodlouženého bloku generuje hluk od 74 [dB] a výše, již od 1500 [ot/min]. Pro bedplate je to od 2000 [ot/min]. Tento hluk je vybuzen vlastní frekvencí v oblasti okolo 950 [Hz].

## Campbellův diagram – porovnání dna olejové vany (NPB), váhový filtr A



Obrázek 68: Blok motoru se spodní skříní (bedplate)



Obrázek 69: Prodloužený blok motoru (deep skirt) s víky ložisek

Max. hladina akustického tlaku 84 [dB]

Max. hladina akustického tlaku 85,6 [dB]

Dno olejové vany generuje nejvyšší hladinu ak. tlaku ze všech vyšetřovaných ploch, a to v širokém frekvenčním rozsahu 50 – 1200 [Hz]. Je nutné podotknout, že dno olejové vany má poměrně velkou plochu a malou tloušťku materiálu a je vybudeno již vyšší hladinou akustického tlaku od bočnic motoru. Rozdíl hladin ak. tlaku mezi oběma plochami je 1,6 [dB]

## 9. Závěr

Smyslem této diplomové práce bylo porovnat dva počítačové modely čtyřválcového řadového vznětového motoru s odlišným uchycením klikové hřídele. Výchozí počítačový model sestavy byl použit CAD model bloku motoru se spodní skříní, anglicky bedplate, poskytnutý firmou Ricardo Prague s.r.o. Na jeho základě byl blok motoru přepracován na prodloužený blok, anglicky deep skirt, a klikový hřídel byl uložen pomocí vík ložisek, jejichž navrzení bylo součástí práce. Klikový hřídel je stejný pro obě varianty. Tímto byla vytvořena druhá varianta motoru k porovnání.

Dalším krokem byla diskretizace geometrie všech CAD modelů na konečně-prvkové modely a vytvoření obou motorových sestav v konečně-prvkové podobě. MKP sestavy obou motorů poskytly základ pro požadované analýzy.

Nejprve byla provedena modální analýza, jejímž výsledkem byly vlastní frekvence a jejich tvary kmitu obou sestav, potřebné pro další analýzu. Již v této fázi byl zřetelný rozdíl mezi oběma variantami motoru. Vlastní frekvence byly nižší u varianty s prodlouženým blokem (deep skirt) a klikovým hřídelem uloženým pomocí vík ložisek.

Jelikož obě sestavy motoru dosahovaly téměř deseti miliónů stupňů volnosti, byly pro další analýzy provedeny redukce bloku motoru a klikové hřídele. Účel redukce modelů je snížit počet stupňů volnosti sestavy do takové míry, kdy budou ještě schopny představovat dynamické vlastnosti s dostatečnou přesností. Blok motoru a klikový hřídel byl zredukován do uzlů a tzv. setů reprezentujících soustředěnou hmotu jednotlivých částí, přenos sil a momentů od tlaku plynů ve válci, setrvačných a rotačních sil ojnice a klikové hřídele.

Následně obě zredukované sestavy byly podrobeny vysokocyklové únavové analýze klikového hřídele. Únavová analýza byla provedena pro  $10^8$  zátěžných cyklů podle metody Haighova diagramu s Goodmanovo čárou. Popis metody je uveden v kapitole 7.1. Únavová analýza byla provedena pro obě motorové varianty a vyšetřena v místech s vyšší koncentrací napětí, jako jsou konstrukční zaoblení mezi čepy a rameny podél klikového hřídele. Výsledkem byly součinitele bezpečnosti v daných místech. Při porovnání výsledků, varianta prodlouženého bloku s víky ložisek dosahovala nižších hodnot součinitele bezpečnosti na 78,6 % vyšetřovaných míst. Tudiž, klikový hřídel uložený v prodlouženém bloku je více namáhán,

ale žádná z hodnot neklesla pod hodnotu 1, kdy by součást nebyla schopna vydržet požadovaný počet zátěžných cyklů, a došlo by k únavovému lomu. Nejnižší hodnota 1,74 byla vypočtena na klikovém hřídeli uloženém v prodlouženém bloku.

Na závěr této diplomové práce byla provedena analýza vyzářovaného hluku. Výpočet 150 dynamických módů, odpovídající frekvenčnímu rozsahu 0 – 2500 Hz, byl proveden metodou Component Mode Synthesis. Předmětem zájmu byly externí plochy na blocích motoru, zejména bočnice, a vnější plochy olejové vany. Výsledky analýzy hluku potvrdily teoretické předpoklady, že bočnice motoru mají významný vliv na celkový hluk motoru a jejichž optimalizaci z tohoto hlediska nelze zanedbat. Olejová vana, zejména její tvar, je dominantním zdrojem hluku vnímaného sluchem, a dokáže za těchto podmínek hluk motoru, v případě bloku motoru se spodní skříní, vybudit hladinu akustického tlaku až o 15,3 dB (22,3 %).

Výhodou této diplomové práce je fakt, že obě vyšetřované varianty motoru se liší pouze v rozdílném uchycení klikové hřídele, tudíž všechny výsledky jsou přímým vlivem jen této změny. Ve všech provedených analýzách, za použití uvedených metod, vyšel prodloužený blok motoru, v porovnání s blokem se spodní skříní, hůře. V současné době je kladen enormní důraz na snižování hmotnosti motoru, výfukových emisí a spotřeby paliva, při zachování stávajícího výkonu motoru. Bezspornou výhodou prodlouženého bloku motoru s uložením klikového hřídele pomocí vík ložisek je menší hmotnost, v tomto případě o 16,1 kg. V sériové produkci může tato hodnota znamenat výrazné snížení nákladů.

Možností, jakým směrem by se tato diplomová práce mohla dále vyvíjet je mnoho. Určité výhody by přineslo porovnání jednotlivých typů vyztužení bočnic bloku motoru, uvedených v kapitole 2.2.2, případně optimalizace tvaru olejové vany a vliv odlišných materiálů. Z hlediska uložení klikového hřídele, je možná další optimalizace použití EHD modelu ložisek nebo vyřešit vliv ložiskového filmu.

Zpětným pohledem na průběh diplomové práce a na dosažené výsledky lze konstatovat, že zadání bylo splněno v celém rozsahu.



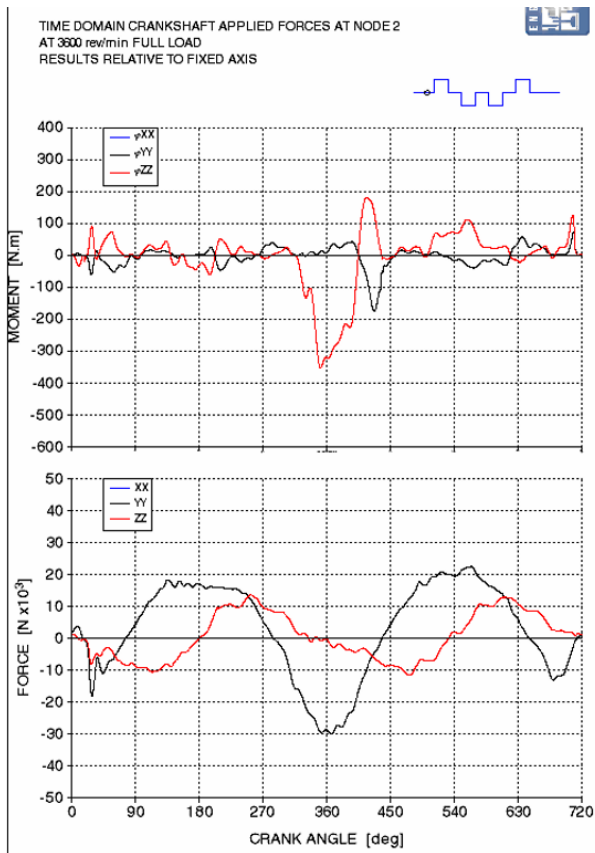
## 10. Použitá literatura

- [1] MACEK, J. *SPALOVACÍ MOTORY I*, 1st ed.; ČVUT: Praha 6, 2007.
- [2] KANÓCZ, A.; ŠPANIEL, M. *METODA KONEČNÝCH PRVKŮ V MECHANICE PODDAJNÝCH TĚLES*, 2nd ed.; ČVUT: Praha 6, 2007.
- [3] ŘEZNÍČEK, J.; ŘEZNÍČKOVÁ, J. *PRUŽNOST A PEVNOST V TECHNICKÉ PRAXI PŘÍKADY III*, 1st ed.; ČVUT: Praha 6, 2008.
- [4] REMEK, B. *EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ V DOPRAVNÍ TECHNICE*, 2nd ed.; ČVUT: Praha 6, 2004.
- [5] KOŠTÁL, J.; SUK, B. *PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY*, 1st ed.; Československá akademie věd: Praha, 1963.
- [6] MICHALEC, J.; et al. *PRUŽNOST A PEVNOST I*, 2nd ed.; Nakladatelství ČVUT: Praha, 2006.
- [7] ŠPANIEL, M., HORÁK, Z. *Úvod do metody konečných prvků*. 2011th ed. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2011.
- [8] *FEARCE - Finite Element Suite Revision 7.2*; Ricardo, 2007.
- [9] *Engdyn - manual*; Ricardo, 2012.
- [10] INOUE, K. Engine block construction with skeletal frame US5016584 A, May 21, 1991.
- [11] VORWERK, Ch., BUSCH, G., KAISER, J., WILHELM, M., „Influence of Bottom End Design on Noise and Vibration Behavior of 4-Cylinder In-Line Gasoline Engines,“ SAE Technical Paper 931315, 1993
- [12] ABDULLAH, W., MANSOR A., „Durability Investigation of Část Iron Cap Inserts in an Aluminum Bedplate of a Turbocharged 2.2L In-Line-4 Gasoline Engine,“ SAE Technical Paper 2009-01-0079, 2009
- [13] BATHE, K. *Finite Element Procedures*; Merrill Peterson: New Jersey, 1996.
- [14] *Practical Aspects of Finite Element Simulation, A student Guide*, 1st ed.; AltairUniversity: Paris, 2012.

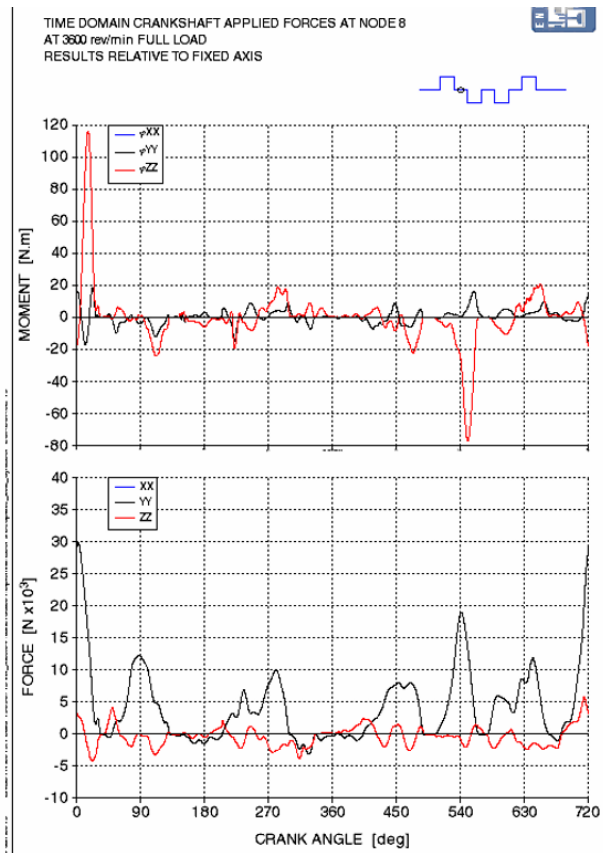
- [15] JEN, M., LU, M., „Weight Reduction Feasibility of Engine Components Concerning Noise and Vibration Characteristics,” SAE Technical Paper 2009-01-2049, 2009.
- [16] QUERENGASSER, J., MEYER, J., WOLSCHEENDORF, J., NEHL, J., „NVH Optimization of an In-Line 4-Cylinder Powertrain,” SAE Technical Paper 951294.
- [17] PETRUŠKA, J.: MKP v inženýrských výpočtech. Studijní opory [Online]. Brno: VUT v Brně, 2011 [cit.: 9. 2 2012]. Dostupné z:  
<http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>.
- [18] JONES, F. D., RYFFEL, H. H., MCCAULEY, CH., GREEN, R. E., HEALD, R., Machinery's Handbook Guide 26. New York: Industrial press, 2000. 224 s. ISBN 083112699.
- [19] MIŠUN, V. Vibration and noise. 1st ed. Brno: FS VUT v Brně a PC-DIR, s.r.o., 1998. ISBN 80-214-1262-3.
- [20] New EU vehicle noise limits.  
[http://www.transportenvironment.org/sites/default/files/media/2012%2004\\_TE%20Position%20Paper%20New%20EU%20Vehicles%20Noise%20Limits\\_5pg.pdf](http://www.transportenvironment.org/sites/default/files/media/2012%2004_TE%20Position%20Paper%20New%20EU%20Vehicles%20Noise%20Limits_5pg.pdf).
- [21] Petrol Engine | Shaik Moin.  
[https://shaikmoin.files.wordpress.com/2013/02/scrp\\_0801\\_02\\_ztwelve\\_budget\\_outputfour\\_stroke\\_diagram.jpg](https://shaikmoin.files.wordpress.com/2013/02/scrp_0801_02_ztwelve_budget_outputfour_stroke_diagram.jpg) (accessed June 29, 2015).
- [22] Otto Silent Gas Engine, 1878.  
[https://c1.staticflickr.com/9/8315/7929984976\\_053b647d12\\_b.jpg](https://c1.staticflickr.com/9/8315/7929984976_053b647d12_b.jpg) (accessed June 29, 2015).
- [23] Rudolf Diesel Engine. <http://home.cogeco.ca/~obosma/diesel.jpg> (accessed June 29, 2015).
- [24] GM Unveils New Line of Ecotec 3- and 4-cylinder Engines.  
<http://cdn.engine labs.com/image/2014/03/ecotec101.jpg> (accessed June 29, 2015).

- [25] LSX Performance Engines. <http://www.lsxv8.co.uk/wp-content/uploads/2011/01/LS1-Engine-Block1.jpg> (accessed June 29, 2015).
- [26] Detroit Diesel 8929276 Crankshaft Main Bearing Cap Series 60 Engine 23530556. <http://assets.suredone.com/1921/media-photos/15030056-detroit-diesel-8929276-crankshaft-main-bearing-cap-series-60-engine-23530556-2.jpg> (accessed June 29, 2015).
- [27] <http://www.coloradospeed.com/>.  
[http://www.coloradospeed.com/images/lpe/LPEL200156006\\_C.jpg](http://www.coloradospeed.com/images/lpe/LPEL200156006_C.jpg) (accessed June 29, 2015).
- [28] mwerks. <http://www.mwerks.com/artman/uploads/features/bedplate.jpg> (accessed June 29, 2015).
- [29] onallcylinders. <http://www.onallcylinders.com/wp-content/uploads/2012/07/GM-LSX-7.jpg> (accessed June 29, 2015).
- [30] VAŠÍČEK, M., Sylabus přednášek VMDS, str. 31, 2015.
- [31] VAŠÍČEK, M., Sylabus přednášek VMDS, str. 29, 2015.
- [32] <http://www.silnice-zeleznice.cz/>. [http://www.silnice-zeleznice.cz/PublicFiles/UserFiles/image/SZ/2012/SZ412/800x800\\_foglar03.jpg](http://www.silnice-zeleznice.cz/PublicFiles/UserFiles/image/SZ/2012/SZ412/800x800_foglar03.jpg) (accessed June 29, 2015).
- [33] TICHÁNEK, R., Sylabus přednášek VMDS, str. 115, 2015
- [34] ZOUL, V., Sylabus přednášek VMDS, 2015.
- [35] OLA, F., PERSSON, K., SANDBERG, G. *Reduction methods for the dynamic analysis of substructure models of lightweight building structures*. 1st ed. LUND University, 2014.

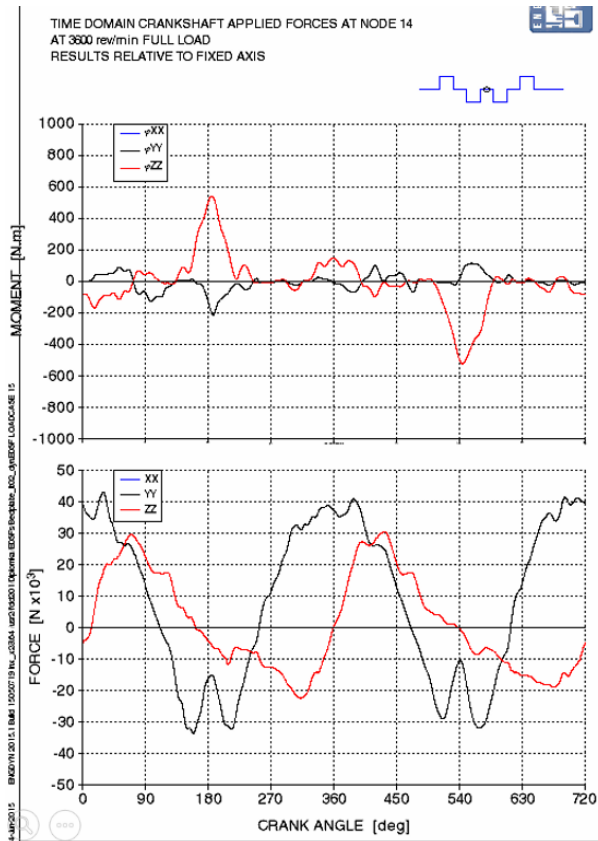
# 11 Přílohy



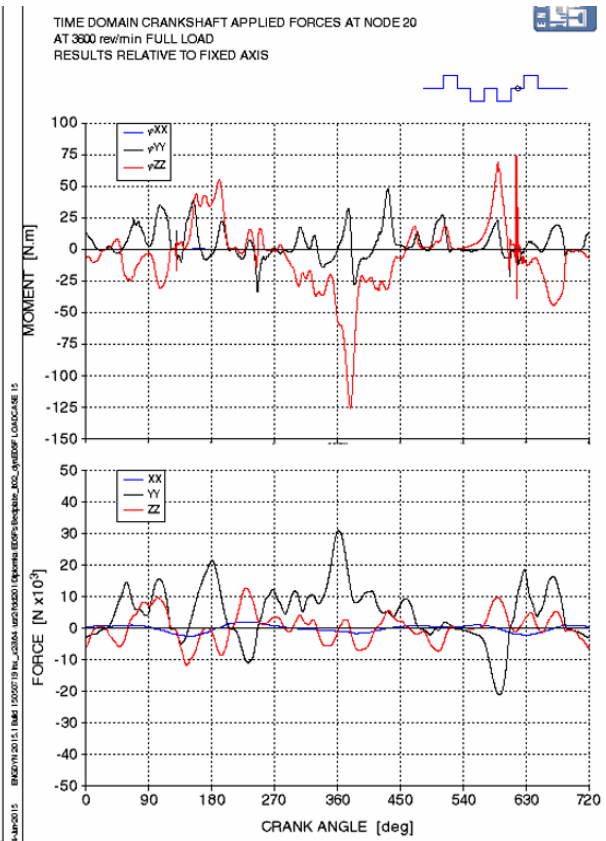
Zatížení 5. hlavního ložiska při 3600 [ot/min]



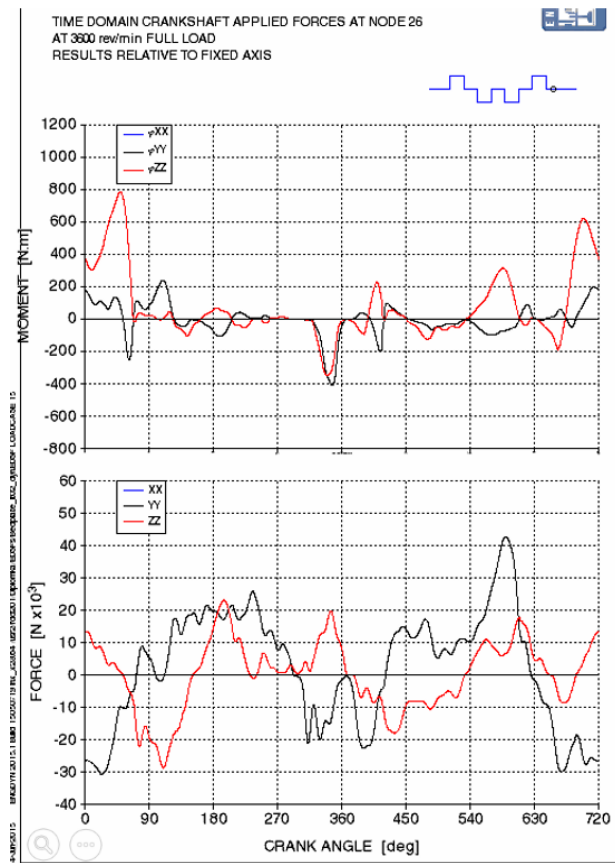
Zatížení 4. hlavního ložiska při 3600 [ot/min]



Zatížení 3. hlavního ložiska při 3600 [ot/min]



Zatížení 2. hlavního ložiska při 3600 [ot/min]



Zatížení 1. hlavního ložiska při 3600 [ot/min]