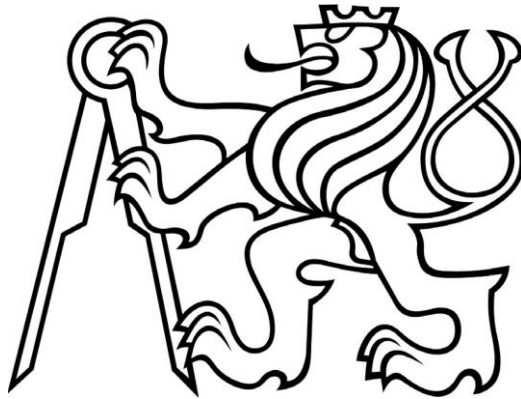


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A
KOLEJOVÝCH VOZIDEL



**KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ULOŽENÍ POHONNÉHO
ÚSTROJÍ PŘI PODÉLNÉ ZÁSTAVBĚ**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vilimec** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **370787**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Konstrukční řešení uložení pohonného ústrojí při podélné zástavbě

Název diplomové práce anglicky:

Design solution for mounting of a drive aggregate for a longitudinal installation

Pokyny pro vypracování:

Cílem práce je navrhnout uložení hnacího agregátu s ohledem na pevnost, bezpečnost, vibroizolaci, jednoduché zhotovení a snadnou montáž.

1. Provést rešerši k danému tématu.
2. Sestavit výpočetní model pro výpočet uložení a z něho vycházející programy pro stanovení vlastních frekvencí a vynuceného kmitání.
3. Určení silových a momentových účinků působících na agregát.
4. Vypočítat vlastní frekvence uložení a reakce v blocích. Zhodnocení výsledků výpočtu.
5. Výběr alternativních bloků.
6. Návrh předních patek motoru, preferováno je použití kompozitů.
7. Hrubý konstrukční 3D návrh s ohledem na technologičnost konstrukce, sériovost, náklady na realizaci a náročnost výroby. Brát zřetel na snadnou montáž a demontáž okolních dílů.
8. Zpracování výkresové dokumentace.
9. Závěrečné zhodnocení z hlediska užitných vlastností, konstrukce a technologie.

Seznam doporučené literatury:

Kožešník, J.: Dynamika strojů.
Lada, M. Půst, L.: Pružné ukládání strojů.
Stejskal, V., Okrouhlik, M.: Kmitání s matlabem.
SAE Papers.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

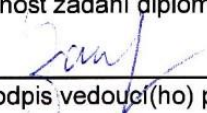
Ing. Václav Zoul CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **24.10.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **06.01.2017**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce

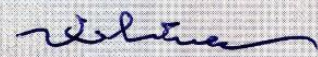

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

5.1.2017
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Anotace

Na základě údajů o únosnosti a tuhosti pružných prvků byly vypočítány vlastní frekvence pohonného soustrojí a nevyvážené účinky pohybujících se setrvačných hmot motoru. Na základě výsledků těchto výpočtů byly zvoleny pružné prvky pro uložení motoru tak, aby se nebezpečné rezonanční stavy nacházely níže než volnoběžné otáčky motoru. Návrh pružného uložení pohonného ústrojí v osobním automobilu v podélném uspořádání byl nutnou podmínkou pro konstrukční návrh patek a konzol z kompozitního materiálu. Všechny navržené díly, včetně pružných prvků, byly navrženy tak, aby odolaly vnějším účinkům jízdy a současně aby přenos účinků nevyvážených sil a momentů motoru do rámu vozidla byl minimalizován. Pro patky a konzoly byly pomocí softwaru provedeny pevnostní analýzy metodou konečných prvků.

Klíčová slova:

pohonné ústrojí, pružné uložení, pružné prvky, vlastní frekvence, nevyvážené účinky, patka, konzola, kompozitní materiál, pevnostní analýza.

Annotation

Regarding the loads that affect the power train during driving and the effect of the unbalanced engine's inertia forces, based on a solution of motion equation, resilient mounts were chosen with an aim to shift dangerous resonance conditions under the engine's idle speed. The proposal of elastic mounting of drive aggregate with longitudinal installation in a motor-car was a necessary condition for engineering solution of the feet and the consoles, made of the composite material.. In the sense of the given task a longitudinal instalation of the power train in a car was regarded and the feet and consoles for mounting should be made using a composite material. All the proposed parts, including the mounts, were designed to resist the external impacts of the drive as well as to minimize the engine's unbalanced forces and moments affecting the vehicle frame. The stress analyses used for design of the feet and consoles were performed using a software based on the finite element method.

Keywords:

drive aggregate, elastic mounting, mounts, ultimate frequencies, unbalanced effects, feet, console, composite material, stress analysis.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Konstrukční řešení uložení pohonného ústrojí při podélné zástavbě“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Václava Zoula, CSc., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

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

V Praze dne 6. 1. 2017

Petr Vilímeč



Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Václavu Zoulovi, CSc., za odborné vedení a konzultace diplomové práce, Ing. Tomáši Vokáčovi za poskytnutí podkladů, Ing. Zdeňce Jeníkové, Ph.D., za vstřícnost a podnětné rady při odborných konzultacích a v neposlední řadě svým rodičům za jejich neustálou podporu v době studia.

Petr Vilímeč

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	1
1. Úvod.....	3
2. Pružné prvky	5
2.1. Pasivní pružné prvky.....	5
2.2. Poloaktivní pružné prvky	8
2.3. Aktivní pružné prvky	9
3. Návrh pružného uložení.....	11
4. Patky a konzoly.....	27
4.1. Volba materiálu	27
4.1.1. Kompozitní materiál	27
4.1.2. Zvolený kompozitní materiál	30
4.1.3. Stinné faktory materiálu	32
4.2. Konstrukční návrh.....	35
4.2.1. Sestava.....	38
4.2.2. Levá konzola	40
4.2.3. Pravá konzola	41
4.2.4. Levá patka	42
4.2.5. Pravá patka	43
4.3. Pevnostní analýza.....	44
4.3.1. MKP – Levá patka.....	46
4.3.2. Pevnostní analýza – vyhodnocení	50
5. Závěr	51
6. Seznam literatury	52
7. Seznam obrázků.....	54
8. Seznam tabulek.....	56
9. Seznam příloh	57

Seznam použitých zkratek a symbolů

a	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
A_2, A_4	[-]	součinitele velikosti amplitud hlavních harmonických řádů
A, B, C	[mm]	souřadnice montážního bodu
b	[-]	součinitel tlumení
C_x, C_y, C_z	[N·mm ⁻¹]	tuhosti pružného prvku v jednotlivých osách
d_{pp}	[mm]	průměr pružného prvku
D_{xy}, D_{yz}, D_{zx}	[kg·m ²]	deviační momenty pohonného ústrojí
E	[MPa]	Youngův modul – modul pružnosti v tahu
E_{fL}	[MPa]	modul pružnosti v podélném směru vlákna
E_{fT}	[MPa]	modul pružnosti v příčném směru vlákna
E_m	[MPa]	modul pružnosti matrice
f_H	[min ⁻¹]	harmonická frekvence
F_x, F_y, F_z	[N]	zátěžné síly
$F_{xpp}, F_{ypp}, F_{zpp}$	[N]	dovolená namáhání pružného prvku v jednotlivých osách
g_{pp}	[-]	druh závitu pružného prvku
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
h_{pp}	[mm]	výška pružného prvku
i_v	[-]	počet válců motoru
J_x, J_y, J_z	[kg·m ²]	momenty setrvačnosti pohonného ústrojí k osám
l	[mm]	délka ojnice
l_{pp}	[mm]	délka závitu pružného prvku
m	[kg]	hmotnost pohonného ústrojí
m_p	[kg]	hmotnost nevyvážených posuvných hmot
$m_{pist. sk.}$	[kg]	hmotnost pístní skupiny
$m_{posuv. oj.}$	[kg]	hmotnost posuvného dílu ojnice

m_{pp}	[g]	hmotnost pružného prvku
M_p	[N]	budicí moment
M_x, M_y, M_z	[N·m]	celkové vratné momenty
n	[-]	počet montážních bodů
n_M	[min ⁻¹]	otáčky motoru
p, q, r	[N·m ⁻¹]	tuhosti pružného prvku v jednotlivých směrech
P_x, P_y, P_z	[N]	celkové vratné síly
r	[mm]	poloměr kliky
R_x, R_y, R_z	[N]	reakce v podporách
S_p	[N]	budicí síla
T_{max}	[°C]	maximální teplota
ν_r	[-]	součinitel zesílení v rezonanci
x_p	[mm]	posun těžiště
x, y, z	[°]	natočení kolem jednotlivých os
X, Y, Z	[mm]	posunutí v jednotlivých směrech
ε	[%]	protažení
κ	[-]	řád harmonické složky
λ	[-]	klikový poměr
μ	[-]	Poissonovo číslo
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
σ	[MPa]	napětí
σ_{fL}, σ_{pm}	[MPa]	pevnost v tahu
ν	[-]	Poissonova konstanta
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost

1. Úvod

V dnešní době se můžeme se stroji setkat téměř na každém kroku. Od strojů nevyžadujeme jen jejich funkčnost, ale pozornost se obrací čím dál tím více na jejich provozní podmínky, to znamená, aby pracovaly bez hluku a otřesů. Chvění zapříčiňuje zvýšené namáhání strojních součástí, což vede ke zkrácení životnosti stroje a má škodlivý vliv na osoby v blízkosti stroje.

Pohonné ústrojí, nejen v osobních automobilech, je uloženo pomocí pružných prvků neboli silentbloků. Tyto prvky jsou z konstrukčního hlediska velice důležité, a to nejen s ohledem na funkčnost pohonného ústrojí, ale i z hlediska komfortu pro cestující. Jsou navrženy tak, aby potlačily nepříznivý účinek kmitání od stroje ke karoserii za respektování zákonů a vztahů plynoucích z teorie kmitání, a zároveň musí odolat i vnějším zatížením, která vznikají pohybem vozidla.

Zadané pohonné ústrojí je uloženo pomocí tří pružných prvků. Dva se nacházejí po stranách motoru a jeden pod převodovou skříní. K motoru jsou z jedné strany připevněny pomocí patek a opačnou stranou jsou připevněny pomocí konzol ke karoserii. Cílem této práce je konstrukční návrh a pevnostní analýza těchto patek a konzol mimo komponent, které se nacházejí pod převodovou skříní. Veškeré komponenty jsou navrhovány s ohledem na zastavovací rozměry a prostorová omezení v okolí pohonného ústrojí, které byly poskytnuty zadavatelem, na konstrukčnost, technologičnost, snadnou montáž pohonného ústrojí a také ekonomickou stránku řešení.

Důležitou otázkou před konstrukcí patek a konzol je správná volba materiálu. Zadavatelem byl preferován kompozitní materiál, a to i přes vyšší náklady oproti dosud užívaným materiálům. Nárůst využití kompozitů v automobilovém průmyslu je dán jejich vysokou pevností a nízkou hmotností, které u automobilů v daném segmentu trhu převažují nad jeho vyšší cenou. Jako materiál patek a konzol byl pak vybrán polyamid se skelnými vlákny.

Zadání dané zadavatelem

Zadavatelem diplomové práce je firma MBtech Bohemia s.r.o. Zadáním byl konstrukční návrh držáků spalovacího motoru včetně jejich výkresové dokumentace, charakteristik a výpočtů. Preferovaným materiálem držáků je kompozitní materiál, např. tvrzený plast s obsahem nějakého vlákna. Dílčími úlohami této práce bylo:

- provést rešerši používaných vibroizolačních prvků;
- vypočítat vlastní frekvence uložení a reakce v blocích;
- zvolit vhodné vibroizolační prvky;
- provést rešerši kompozitních materiálů;
- zkonstruovat patky a konzoly a prověřit jejich únosnost
- závěrečně zhodnotit z hlediska užitných vlastností, konstrukce a technologie.

Nedílnou součástí zadání jsou přípojně body a zastavovací rozměry v okolí pohonného ústrojí, které byly dodány v neutrálním formátu – STEP pro přenos 3D modelů. Dále byly poskytnuty tyto údaje o pohonném ústrojí:

- Hmotnost samotného motoru: 135 kg
- Hmotnost převodové skříně spolu s hydrodynamickým měničem: 90 kg
- Jmenovitý výkon/otáčky motoru: 135 kW/5500 min⁻¹
- Počet válců motoru: 4
- Těžiště* motoru: $x = -46,193$ mm; $y = -34,102$ mm; $z = 172,877$ mm
Těžiště* převodovky: $x = 503,261$ mm; $y = -8,109$ mm; $z = -36,369$ mm
*těžiště jsou měřena a směry os jsou totožné s “absolutem“ poskytnutého modelu
- Hmotnost pístní skupiny (píst, pístní kroužky, pístní čep): 0,947 kg
- Hmotnost ojnice: 0,423 kg
- Hmotnost klikové hřídele: 4,7 kg
- Délka ojnice s vymezením posuvného a rotačního podílu
- Rozměry klikové hřídele
- Hmotnostní podíly klikové hřídele

Okrajová podmínka pro konstrukční řešení: odstup od karosářských dílů min. 30 mm.

2. Pružné prvky

Pracující stroje vybudují kmitání, které způsobuje otřesy a hluk. Otřesy odpovídající velikosti mohou vyvolat poškození strojů nebo negativně ovlivňovat způsob práce ostatních strojních zařízení. Otřesy, popř. zvuk šířící se hmotou (zvuk procházející pevným tělesem), pokud jsou netlumeně vedeny dál, se mohou přeměnit na zvuk šířící se vzduchem a stát se pro lidské ucho nesnesitelným.

Aby bylo docíleno dobrých výsledků, musí být brán ohled na všechny fyzikální zákony nauky o kmitání platné pro všechna pružící uložení. Dále budou vysvětleny pojmy a veličiny nezbytné k pochopení následujících výpočtů. [1]

Pružné prvky se dělí do tří základních skupin:

- pasivní;
- poloaktivní;
- aktivní.

2.1. Pasivní pružné prvky

Pryžové

Pasivní pružné prvky z pryže se vyrábějí už mnoho desetiletí a jako konstrukční prvky se osvědčují pro pružné uložení motorů, strojů a soustrojí, k redukci rázů a jako otočné pružné spojky. Vývoj směrem ke stále lehčím konstrukcím a požadavky na zlepšené pracovní podmínky vedly k tomu, že jsou úspěšně používány v mnoha oblastech techniky. V automobilovém průmyslu jsou postupně nahrazovány prvky složitějšími.

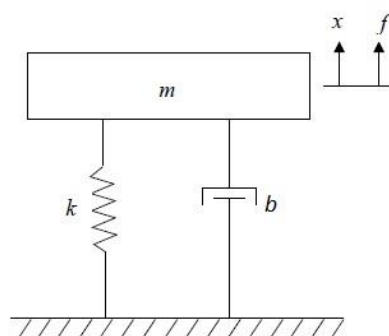
Jedná se o spojení pryž-kov. Princip výroby je velmi jednoduchý. Na kovové části se nastříká pojící systém a potom se kovové části vloží do vulkanizační formy. Vstříkne se kaučuk a v nahřáté formě se zvulkanizuje. Moderní metody vulkanizace a vazba elastomeru s kovem zaručují velmi kvalitní produkty ve velkých sériích. Vybrané systémy zajištění jakosti se starají o konstrukční prvky s přesně definovanými a neměnnými vlastnostmi. Výborně se hodí ke snižování rušivého, škodlivého či dokonce nebezpečného kmitání. Pryžové prvky jsou k dispozici v rozsáhlé škále velikostí, tvrdostí elastomeru a s různě provedenými kovovými díly. To umožňuje použití i pro řešení složitých problémů vibroizolace. Různá provedení jsou vyobrazena na obr. 1.



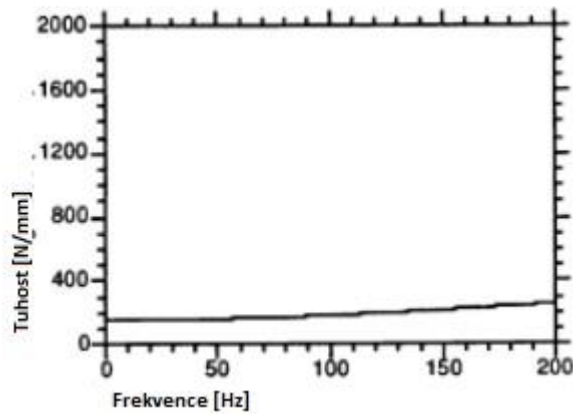
Obr. 1 Příklad provedení pružných prvků z pryže [2]

Dynamické vlastnosti prvků z pryže se popisují pomocí tzv. reologických modelů, které vycházejí z představy, že chování těles lze nahradit chováním systému složeného z lineárních pružin a tlumičů s hydraulickým tlumením nebo s tlumením třecím. Pro viskoelastická tělesa je doposud nejčastěji používán Voigtův model, který je uveden na obr. 2. Nutné je ovšem říci, že samotný Voigtův model nesimuluje chování pryžových bloků v celém rozsahu podmínek provozního zatěžování a je proto nutno volit modely složitější. Ani dynamické vlastnosti jednoduchých pryžových bloků nesplňují požadavky na efektivní konstrukci pružného uložení v celém rozsahu podmínek zatěžování. Proto jsou v poslední době doplňovány prvky semiaktivními a aktivními.

U viskoelastických těles při zvyšování frekvence narůstá součinitel tuhosti (obr. 3). Tento trend není zrovna nejvhodnější pro uložení pohonného ústrojí.



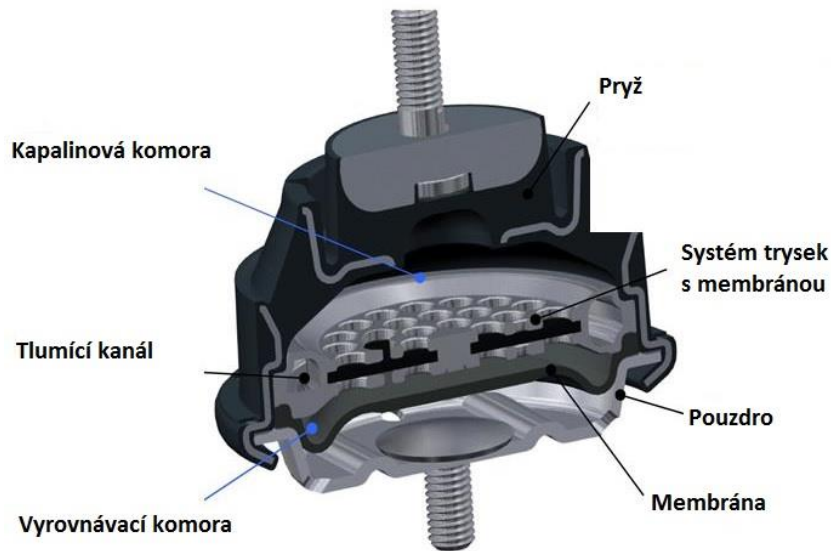
Obr. 2 Voigtův model [3]



Obr. 3 Závislost dynamické tuhosti pryžového prvku na frekvenci [4]

Hydraulické

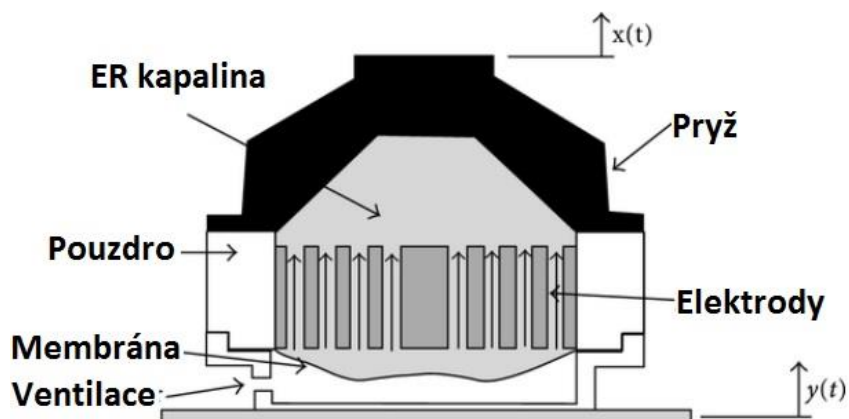
Pasivní hydraulické prvky jsou o poznání složitějšími zařízeními než klasické pryžové. Spojují vlastnosti pryže a kapaliny. Skládají se ze dvou komor, které jsou naplněny kapalinou. Hlavní komora se nazývá čerpací (kapalinová) a druhá je vyrovnávací. Horní část se pružný prvek připevňuje k motoru a spodní část k rámu vozidla. Kapalinová komora je z větší části obklopena pryží s vyšší tuhostí a na spodní části se nachází systém trysek s membránou. Uprostřed tohoto systému se často nachází tzv. rozpojovač. Pomocí těchto trysek a rozpojovače může protékat kapalina mezi oběma komorami. Pohybující se sloupec kapaliny má tlumicí účinky. Při nízkých frekvencích a vysokých amplitudách je rozpojovač uzavřen a kapalina proudí pomocí systému trysek s membránou. Energie kapaliny se pohlcuje v těchto tryskách a statická tuhost celého tlumicího prvku odpovídá přibližně tuhosti pryže, která obklopuje kapalinovou komoru. Se vzrůstající frekvencí se snižuje průtok kapaliny mezi komorami a tím roste dynamická tuhost až do svého maxima. Rozpojovač je tam z toho důvodu, aby se otvíral při vysokých frekvencích a nízkých amplitudách, což má za následek snížení tuhosti a tlumení a tudíž dokážeme odizolovat širší rozmezí frekvencí. Hydraulický pružný blok je znázorněn na obr. 4. [5]



Obr. 4 Schéma hydraulického pružného prvku [6]

2.2. Poloaktivní pružné prvky

Poloaktivní pružné prvky využívají pro zlepšení svých vibroizolačních vlastností možnost ovlivňovat své dynamické vlastnosti, zejména tlumení, během zatěžování podle aktuální situace. K tomuto ovlivňování využívají magnetoreologické, případně elektoreologické kapaliny, které vykazují magneto-mechanickou potažmo elektricko-mechanickou vazbu, použitelnou pro změnu jejich vlastností. Příklad konstrukce takového prvku je na obr. 5.



Obr. 5 Konstrukce poloaktivního pružného prvku [7]

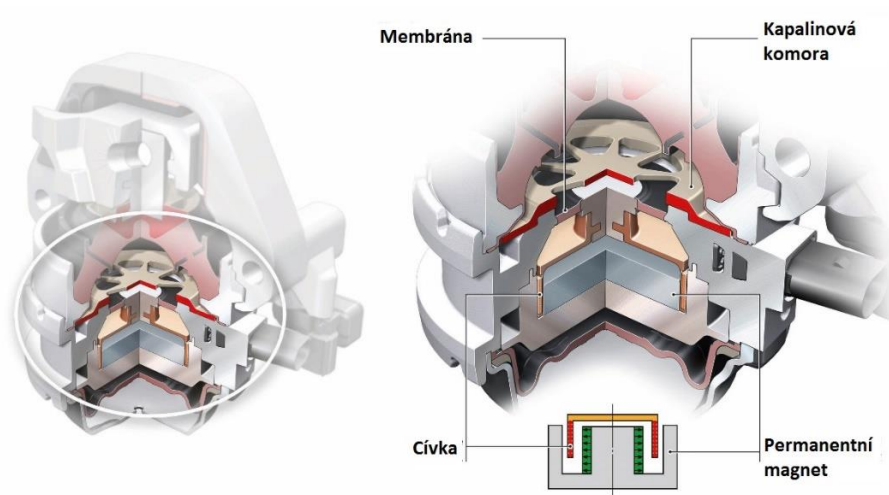
Magnetoreologické pružné prvky obsahují olej s feromagnetickými částicemi, které mají velikost v řádech mikrometrů. Za přítomnosti silného magnetického pole se tyto částice začnou polarizovat a řetězit – zvýšení viskozity látky. Proměnným magnetickým polem je možné měnit vlastnosti magnetoreologických pružných prvků. Elektoreologické prvky se liší pouze řídicí veličinou. Elektoreologické generují silné elektrické pole pomocí vysokého napětí mezi elektrodami, které obklopují škrťací oblast, zatímco magnetoreologické vytvářejí magnetické pole pomocí elektromagnetické cívky, která je buzena proměnným elektrickým proudem. Oproti elektoreologickému principu je zde výhodou, že se zde pracuje v oblasti bezpečných napětí. Základním předpokladem těchto principů je, aby vlastnosti pružných prvků byly ovlivňovány nepřímo.

U poloaktivních pružných prvků je tedy řízena pouze velikost tlumící síly a energie je ze systému řízeně odebírána. Odpadá zde nebezpečí destabilizace (riziko u aktivních pružných prvků) a v mnoha případech je možno dosáhnout výsledků podstatně lepších, než pro čistě pasivní řešení. Dokážou pracovat v rozsahu frekvencí od desetin Hz až po několik desítek Hz.

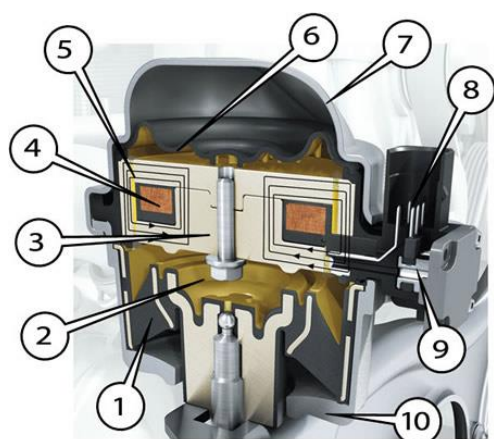
2.3. Aktivní pružné prvky

Tyto pružné prvky jsou svou strukturou podobné poloaktivním viz obr. 6. Obsahují však aktivní prvky, tzv. aktuátory, které působí svými elektronicky řízenými silovými účinky proti kmitajícímu tělesu. Aktivní prvky fungují jako zpětnovazebně řízený zdroj tlumící síly. K řízení se využívá akcelerometr nebo jiný vhodný snímač, integrační nebo jiná vhodná zpětná vazba a potřebné další softwarové funkce. Řiditelný akční člen, který převádí informace o charakteru vyskytujících se vibrací na příkazy ovládající parametry pružného prvku, je ovládán v uzavřené regulační smyčce. Jeho silová akce se přizpůsobuje charakteru vyskytujících se vibrací. Aktuátor může být solenoidový, elektromagnetický, hydraulický nebo piezoelektrický.

Velkou výhodou aktivních pružných prvků je především možnost řídit aktivní prvek tak, aby pružný prvek pracoval v širokém pásmu frekvencí. Nevýhodou je ovšem nebezpečí zesílení vysokých frekvencí vlivem zpětné vazby, a tedy nebezpečí destabilizace celé soustavy. Tato nebezpečí lze omezit vhodným výběrem a naladěním zákona řízení, ale nelze je zcela eliminovat. V některých případech se k této nevýhodě může přidat i přílišná energetická náročnost plně aktivního snižování vibrací a v neposlední řadě také cena zařízení. Detailnější konstrukce je patrná z obr. 7. [8]



Obr. 6 Schéma aktivního pružného prvku [9]



1. Primární pryž
2. Vnitřní komora naplněna MR kapalinou
3. Měkký magnet s cívkou (4.) a ventilovým otvorem (5.)
6. Membrána
7. Pouzdro
8. Elektrický konektor
9. Snímač tlaku
10. Připojení ke karoserii

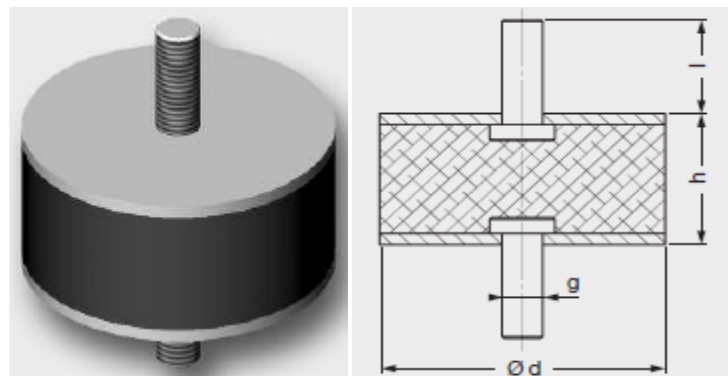
Obr. 7 Schéma aktivního pružného prvku [10]

3. Návrh pružného uložení

Spalovací motor produkuje vedle výkonu, požadovaného pro pohon vozidla, také nežádoucí vibrace. Tyto nežádoucí účinky vznikají na základě nevyvážených (silových) účinků setrvačných hmot a od síly plynů vznikajících při spalovacím procesu. Pružné uložení neboli pružné prvky a jejich umístění jsou navrhovány tak, aby rezonance hlavních, tedy intenzivních řádů buzení motoru s významnými vlastními frekvencemi uložení ležely nízko pod volnoběžnými otáčkami soustrojí.

Nižší vlastní frekvence vychází při použití pružných prvků s nižší tuhostí. Při návrhu pružných prvků není jediným parametrem výše tuhosti, ale i výše únosnosti, která je naopak vyšší, čím je prvek tužší. Na druhé straně čím je uložení měkčí, tím jsou vyšší výchylky soustrojí pod působením vnějších účinků. Návrh pryžových pružných prvků je dán kompromisem v nastavení jejich tuhosti.

Prvním krokem je předběžný výběr pružných prvků. Tyto prvky se vyberou na základě své únosnosti. Pohonné ústrojí není uloženo na rovnoměrně rozmístěných podporách, proto je v každém montážním bodě jiné namáhání a úloha se tak stává prostorově staticky neurčitou (obr. 9). V daném případě byly vybrány na všechny tři pozice totožné pružné bloky viz obr. 8 s parametry uvedenými v tab. 1.



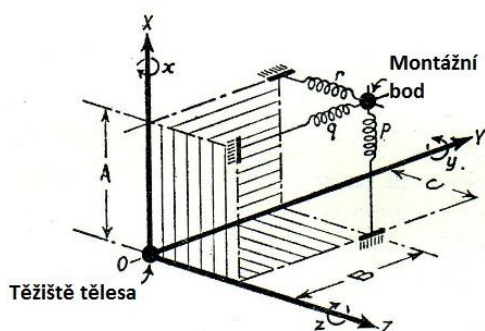
Obr. 8 Vybraný pružný prvek – Schwingmetall Compression Mounts A Type [11]

Tab. 1 Parametry vybraného pružného prvku [11]

Schwingmetall Compression Mounts A Type					
$C_x \left[\frac{N}{mm} \right]$	$C_y \left[\frac{N}{mm} \right]$	$C_z \left[\frac{N}{mm} \right]$	$F_{xpp} [N]$	$F_{ypp} [N]$	$F_{zpp} [N]$
70	70	412	1 000	1 000	2 950
$d_{pp} [mm]$	$h_{pp} [mm]$	$l_{pp} [mm]$	g_{pp}	$m_{pp} [g]$	Tvrđost
75	55	37	M12	518	A 55

V dalších krocích bude nutno přesvědčit se výpočtem o poloze vlastních frekvencí uložení s navrženými pružnými prvky a vypočítat reakce v blocích jako odezvu na zadaná zatížení. Pro tyto výpočty je třeba nejprve sestavit náhradní dynamický model a pohybové rovnice, na základě kterých bude možno provést potřebné výpočty.

Pohonné ústrojí je uvažováno jako model tuhého tělesa na pružných podporách. Tento model má šest stupňů volnosti (obr. 11) a je tedy potřeba sestavit šest pohybových rovnic. Tyto rovnice získáme pomocí celkových vratných sil a momentů od pružných prvků, které jsou v rovnováze se setrvačnými účinky sil a momentů [12].



- A, B, C – souřadnice montážního bodu
- p, q, r – tuhosti prvku v jednotlivých směrech
- x, y, z – rotace kolem jednotlivých os
- X, Y, Z – posunutí v jednotlivých směrech

Obr. 9 Stanovení souřadnic montážního bodu [12]

Celkové vratné síly:

$$P_x = \sum_1^n p(X + C \cdot y - B \cdot z) \quad (1)$$

$$P_y = \sum_1^n q(Y + A \cdot z - C \cdot x) \quad (2)$$

$$P_z = \sum_1^n r(Z + B \cdot x - A \cdot y) \quad (3)$$

Celkové vratné momenty:

$$M_x = (P_z \cdot B - P_y \cdot C) \quad (4)$$

$$M_y = (P_x \cdot C - P_z \cdot A) \quad (5)$$

$$M_z = (P_y \cdot A - P_x \cdot B) \quad (6)$$

Rovnováha setrvačných a vratných sil:

$$X \cdot \omega^2 \cdot m = P_x = \sum_1^n p(X + C \cdot y - B \cdot z) \quad (7)$$

$$Y \cdot \omega^2 \cdot m = P_y = \sum_1^n q(Y + A \cdot z - C \cdot x) \quad (8)$$

$$Z \cdot \omega^2 \cdot m = P_z = \sum_1^n r(Z + B \cdot x - A \cdot y) \quad (9)$$

Rovnováha setrvačných a vratných momentů:

$$J_x \cdot \omega^2 \cdot x = M_x = (P_z \cdot B - P_y \cdot C) \quad (10)$$

$$J_y \cdot \omega^2 \cdot y = M_y = (P_x \cdot C - P_z \cdot A) \quad (11)$$

$$J_z \cdot \omega^2 \cdot z = M_z = (P_y \cdot A - P_x \cdot B) \quad (12)$$

Pohybová rovnice:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{P}(t) \quad (13)$$

Pohybovou rovnicí převedeme za účelem výpočtu vlastních frekvencí na homogenní tvar bez buzení a bez tlumení:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = 0 \quad (14)$$

Matice tuhosti má tvar:

$$\mathbf{K} = \begin{matrix} & \underline{X} & \underline{Y} & \underline{Z} & \underline{x} & \underline{y} & \underline{z} \\ \begin{bmatrix} a_1 & 0 & 0 & 0 & a_2 & a_3 \\ 0 & b_1 & 0 & b_2 & 0 & b_3 \\ 0 & 0 & c_1 & c_2 & c_3 & 0 \\ 0 & b_2 & c_2 & d_1 & d_2 & d_3 \\ a_2 & 0 & c_3 & d_2 & e_1 & e_2 \\ a_3 & b_3 & 0 & d_3 & e_2 & f_1 \end{bmatrix} & & & & & & \end{matrix} \quad (15)$$

Kde jednotlivé členy se určí dle:

$$\begin{aligned}
 a_1 &= \sum p; & a_2 &= \sum (p \cdot C); & a_3 &= -\sum (p \cdot B); \\
 b_1 &= \sum q; & b_2 &= -\sum (q \cdot C); & b_3 &= \sum (q \cdot A); \\
 c_1 &= \sum r; & c_2 &= \sum (r \cdot B); & c_3 &= -\sum (r \cdot A); \\
 d_1 &= \left[\sum (r \cdot B^2) + \sum (q \cdot C^2) \right]; & d_2 &= -\sum (r \cdot A \cdot B); & d_3 &= -\sum (q \cdot A \cdot C); \\
 e_1 &= \left[\sum (q \cdot C^2) + \sum (r \cdot A^2) \right]; & e_2 &= -\sum (p \cdot B \cdot C); \\
 f_1 &= [\sum (q \cdot A^2) + \sum (p \cdot B^2)].
 \end{aligned}$$

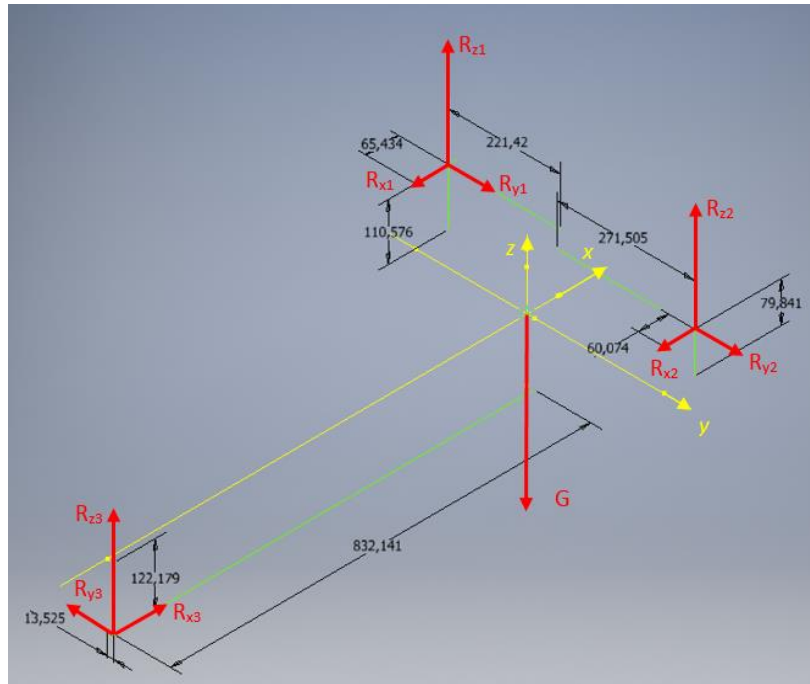
Matice hmotnosti má tvar:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \underline{X} & \underline{Y} & \underline{Z} & \underline{x} & \underline{y} & \underline{z} \\ m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & -D_{xy} & -D_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -D_{xy} & I_y & -D_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -D_{xz} & -D_{yz} & I_z \end{bmatrix} \quad (16)$$

Pro stanovení vlastních frekvencí uložení je vytvořen program v softwaru Matlab. Zde se po zadání tuhostí (tab. 1), souřadnic a natočení (obr. 10) pružných členů a dále hmotnosti, momentů setrvačnosti a deviačních momentů pohonného ústrojí (tab. 2) vytvoří matice tuhosti (15) a matice hmotnosti (16).

Tab. 2 Parametry modelu nahrazujícího pohonné ústrojí

Hmotnost [kg]	Moment setrvačnosti [kg.m ²]	Deviační moment [kg.m ²]		
225	I _x	4,46	D _{xy}	0
	I _y	27,105	D _{xz}	3,484
	I _z	24,972	D _{yz}	0

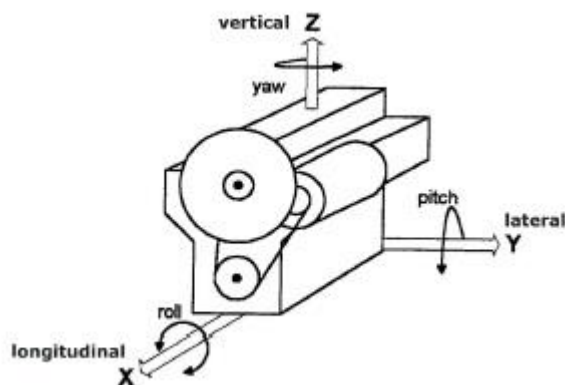


Obr. 10 Nákres reakcí v místech uložení

Nyní se pomocí funkce $\text{eig}(\mathbf{K}, \mathbf{M})$ stanoví vlastní frekvence kmitů a poměrné výchylky vlastních tvarů kmitů (\mathbf{U}). V matici \mathbf{U} řádky představují poměrné výchylky ve směrech os x, y, z a jejich natočení kolem svých os. Sloupce v této matici odpovídají jednotlivým vlastním frekvencím. Díky těmto poměrným výchylkám lze odhadnout, jaký typ působení je potřeba k vyvolání rezonančního stavu.

Tab. 3 Vlastní frekvence a jejich vlastní tvary

Tvar kmitů	Vlastní frekvence		Typ pohybu	
	[Hz]	[ot.min ⁻¹]		
1.	4,05	243,0	Transverse (lateral)	Posuv v ose y
2.	4,86	291,6	Longitudinal	Posuv v ose x
3.	8,07	484,2	Yawing	Rotace kolem osy z
4.	9,36	561,4	Vertical	Posuv v ose z
5.	17,81	1 068,8	Pitching	Rotace kolem osy x
6.	18,19	1 091,2	Rolling	Rotace kolem osy y



Obr. 11 Znáznění šesti stupňů volnosti [13]

$$U = \begin{bmatrix} \underline{X} & \underline{Y} & \underline{Z} & \underline{x} & \underline{y} & \underline{z} \\ -0,0392 & 1,0000 & -0,0070 & -0,0081 & 0,0009 & -0,0005 \\ -0,8116 & -0,0487 & -0,1333 & 0,0099 & -0,0044 & -0,0042 \\ 0,0048 & 0,0079 & 0,0038 & 0,6681 & 0,1130 & -0,0277 \\ 0,1930 & 0,0098 & 0,0420 & 0,4042 & -1,0000 & -1,0000 \\ 0,0079 & 0,0268 & 0,0062 & 1,0000 & -0,5668 & 0,2131 \\ 1,0000 & -0,0029 & -1,0000 & 0,0770 & -0,1409 & -0,1406 \end{bmatrix}$$

V dalším kroku byl program pro řešení pohybových rovnic upraven tak, aby bylo možné vypočítat deformaci pružných prvků pod působením rázového zatížení agregátu (brzdění, akcelerace, náraz, průjezd zatáčkou, moment motoru). Pro tato řešení byla jednotlivá zatížení zadávána do pravých stran pohybových rovnic (kde byly pro výpočet vlastních frekvencí dosazovány nuly) a na levé straně rovnic byly vyloučeny setrvačné účinky (položeny jako rovny nule). Reakce v podporách byly vypočítány jako součin deformace a tuhosti podpory pomocí vztahu (17).

$$R = k \cdot x \quad (17)$$

Reakce při zatížení samotným pohonným ústrojím:

$$\begin{array}{lll} Rx_1 = -17,86 \text{ N} & Ry_1 = 2,04 \text{ N} & Rz_1 = 1\,121,4 \text{ N} \\ Rx_2 = -6,37 \text{ N} & Ry_2 = 0,07 \text{ N} & Rz_2 = 924,39 \text{ N} \\ Rx_3 = 24,23 \text{ N} & Ry_3 = -2,11 \text{ N} & Rz_3 = 161,46 \text{ N} \end{array}$$

Posunutí polohy těžiště při zatížení samotným pohonným ústrojím:

$$\begin{array}{ll} X = -0,1 \text{ mm} & x = -0,06^\circ \\ Y = 0 \text{ mm} & y = -0,14^\circ \\ Z = -2,4 \text{ mm} & z = -0,01^\circ \end{array}$$

Do programu jsou jednotlivě zadávány tyto možné zátěžné stavy požadované zadavatelem této práce:

- 1. $F_z = -13\,243,5\text{ N}$ (odpovídá -6 g na hmotu agregátu)
- 2. $F_z = 8\,829\text{ N}$ (odpovídá $+4\text{ g}$ na hmotu agregátu)
- 3. $F_y = -11\,036,25\text{ N}$ (odpovídá -5 g na hmotu agregátu)
- 4. $F_y = 11\,036,25\text{ N}$ (odpovídá $+5\text{ g}$ na hmotu agregátu)
- 5. $F_x = -6\,621,75\text{ N}$ (odpovídá -3 g na hmotu agregátu)
- 6. $F_x = 6\,621,75\text{ N}$ (odpovídá $+3\text{ g}$ na hmotu agregátu)

Pružné prvky musí bezpodmínečně nutně těmto stavům odolat. Jelikož se jedná o rázové síly, je potřeba znát, na jaká maximální dovolená rázová namáhání jsou dané prvky stavěné. Pro přehled jsou v tabulce 4 zanesena maximální povolená statická a rázová zatížení v ose z a v tabulce 5 jsou již vypočtené hodnoty reakcí na požadované zátěžné stavy v jednotlivých místech uložení. Z tabulek je jasně patrné, že žádná reakce nepřesáhne maximální dovolenou hodnotu.

Tab. 4 Povolená zatížení Schwingmetall A type 75 [11]

$F_{zpp}\text{ [N]} - \text{statická}$	$F_{zpp}\text{ [N]} - \text{dynamická}$
2 950	5 900

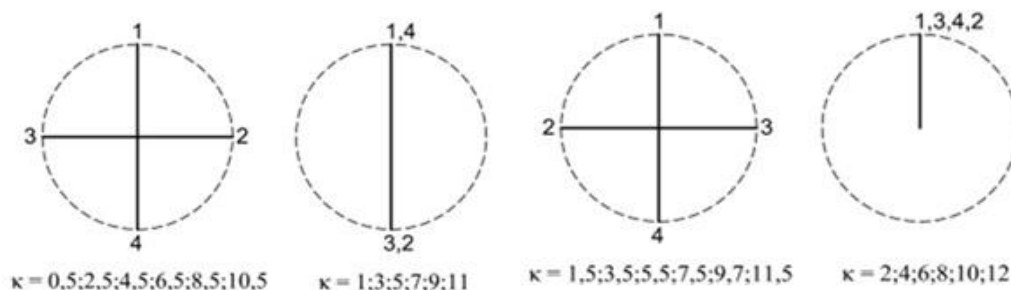
Tab. 5 Výsledné reakce navržených pružných prvků na zátěžné stavy

Zátěžný stav č.	Reakce v ose z v místech uložení č.		
	1	2	3
1.	5 193,4 N	4 433,3 N	3 616,8 N
2.	- 3 462,3 N	- 2 955,5 N	- 2 411,2 N
3.	79,9 N	124,3 N	- 204,2 N
4.	- 79,9 N	- 124,3 N	204,2 N
5.	- 506,5 N	319 N	187,5 N
6.	506,5 N	- 319 N	- 187,5 N

Poslední část výpočtu uložení se zabývá reakcemi bloků na periodicky působící účinky nevyvážených sil a momentů a setrvačných hmot. V první kroku bude řešena poloha rezonancí intenzivních budících účinků (kritických otáček) vzhledem k provozním otáčkám motoru. V tomto případě je nutno provést analýzu průběhu buzení celého motoru jako syntézu účinků jednotlivých válců.

Ke stanovení hlavních harmonických složek buzení (harmonických řádů) je potřeba znát základní vlastnosti motoru. Zadán je čtyřválcový čtyřdobý motor. Provozní otáčky se pohybují v rozmezí $700 - 6000\text{ min}^{-1}$. Pro čtyřdobý motor je charakteristický periodický průběh sil plynů s periodou dvou otáček pro každý válec. Účinky setrvačných sil jednotlivých válců se naproti tomu opakují s periodou jedné otáčky. Tyto účinky se vektorově sčítají, kdy se účinky jednotlivých válců mohou úplně eliminovat či naopak sečíst. Hlavními harmonickými řády jsou označovány řády, kde se

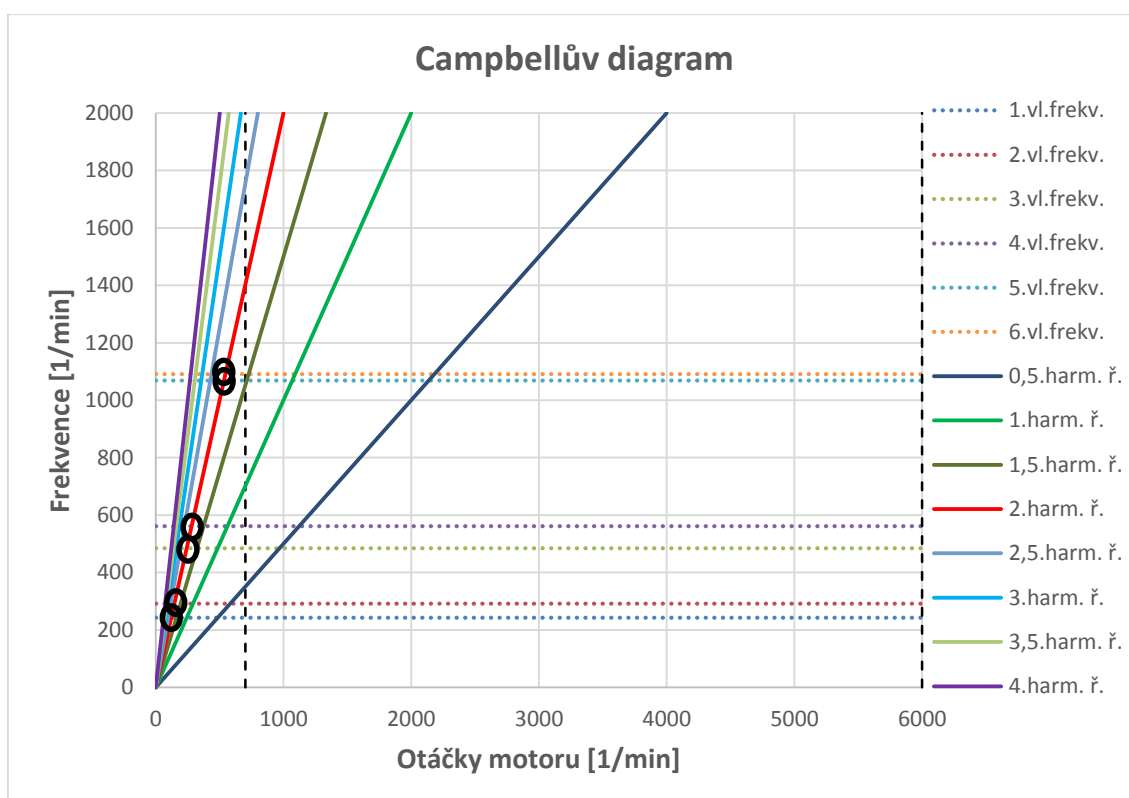
účinky sil jednotlivých válců algebraicky sčítají. Na obrázku č. 12 je názorně vidět, že pro čtyřdobé motory jsou hlavní harmonické řady celočíselným násobkem poloviny počtu válců. Hlavní harmonické řady lze spočítat pomocí rovnice (18). Pro čtyřválcový motor je nejvíce intenzivní druhý harmonický řád. Další, vyšší harmonické řady (4., 6., 8., ...) mají intenzitu nižší [14], [15].



Obr. 12 Směrové hvězdice pro čtyřdobé čtyřválcové motory [14]

$$f_H = \frac{\kappa \cdot n_M \cdot \left(\frac{i_v}{2}\right)}{60} \quad (18)$$

Polohy nebezpečných rezonancí, tak zvané kritické otáčky, je možné znázornit v Campbellově diagramu jako průsečíky přímk odpovídajících jednotlivým řádům buzení s přímkami odpovídajícími vlastním frekvencím. Uložení se zvolenými pružnými prvky splňuje podmínku, aby všechny intenzivní kritické otáčky ležely pod volnoběžnými otáčkami, jak je vidět z následujícího diagramu (obr. 13).



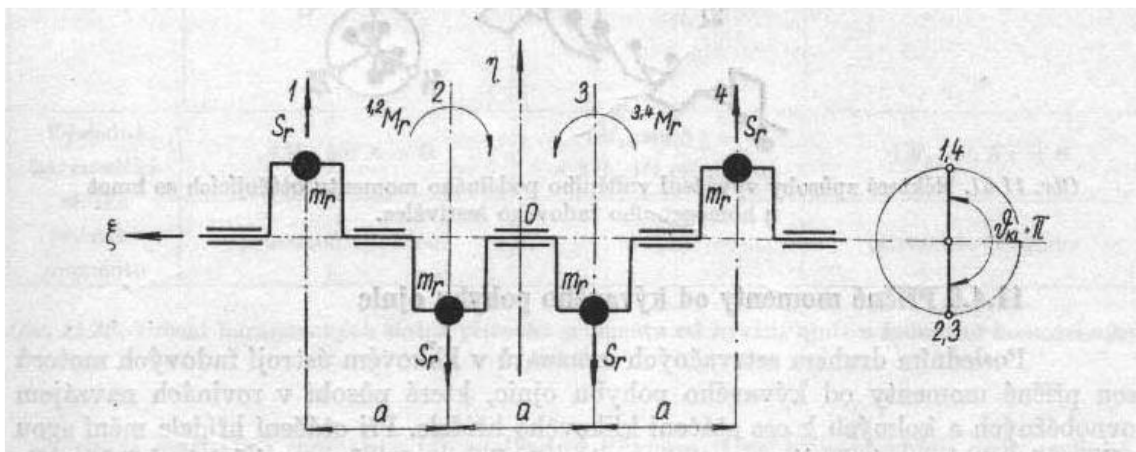
Obr. 13 Campbellův diagram

Předchozí rozbor se týkal polohy vlastních frekvencí, potažmo kritických otáček. Dále je proveden rozbor týkající se účinků nevyvážených setrvačných hmot. Posuvně vratným pohybem posuvných hmot a rotačním pohybem nevyvážených hmot klikového mechanismu vznikají tato namáhání:

- volnými setrvačnými silami otáčejících se hmot,
- volnými podélnými momenty otáčejících se hmot,
- vnitřními podélnými momenty ke středu,
- volnými setrvačnými silami posuvných hmot.

Setrvačné síly otáčejících se hmot jsou odstředivými silami vznikajícími při otáčení klikové hřídele na poloměru r úhlovou rychlostí ω okolo osy. Vyznačují se neměnicí se velikostí, ale měnícím se směrem (její vektor se otáčí s klikou a směřuje vždy od osy otáčení). Tyto síly jsou u řadových motorů téměř vždy přirozeně vyváženy, protože kliková hvězdice hřídele je obvykle pravidelná a hmoty klikových ústrojí všech válců shodné. Grafickým sčítáním vektorů sil jednotlivých válců byl vytvořen uzavřený obrazec a výslednice je nulová. [14]

Volné podélné momenty otáčejících se hmot vznikají od setrvačných sil otáčejících se hmot. U hřídelů zcela souměrných se tyto momenty neprojevují jako volné, neboť je jejich účinek navenek vyvážen. Přesto však dílčí momenty jednotlivých zalomení prohýbají hřídel a namáhají ložiska hřídele i skříň motoru. Tyto vnitřní podélné momenty ke středu způsobují průhyb klikové hřídele, ale navenek se ruší.



Obr. 14 Vznik vnitřního podélného momentu otáčejících se hmot u řadového homogenního čtyřválce [14]

Zbývá poslední namáhání, a to volnými setrvačnými silami posuvných hmot. Na rozdíl od volných setrvačných sil otáčejících se hmot se vyznačují tím, že síla S_p zachovává stále svůj směr (v ose válce), ale mění během otáčky klikové hřídele svůj smysl a velikost. Tyto pohyby jsou proměnné s periodou jedné otáčky klikové hřídele. Proto jsou opět důležité hlavní harmonické řady, do kterých se tyto účinky rozkládají. Se zvyšujícím se řádem účinky klesají, a proto jsou účinky počítány jen pro druhý a čtvrtý harmonický řád.

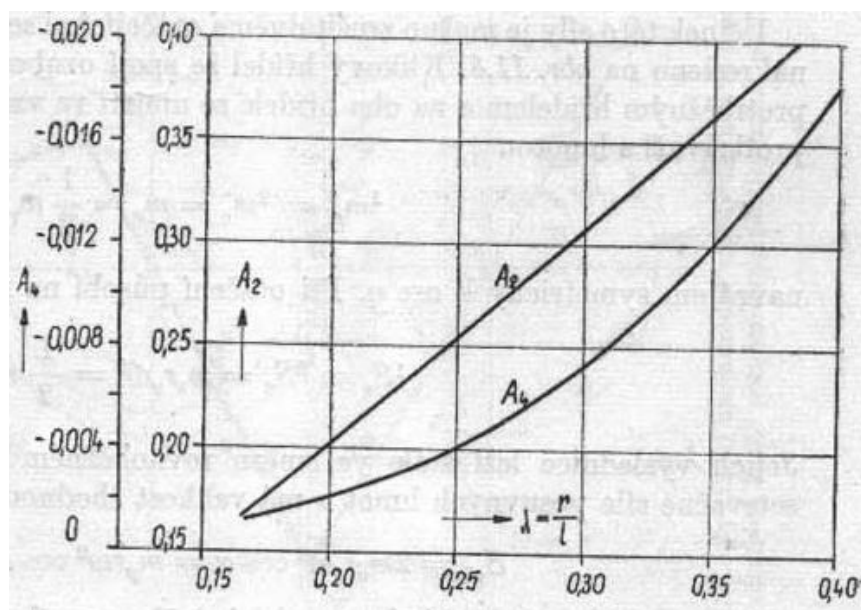
Klikový mechanismus je třeba nahradit redukovanou soustavou hmotností, čímž se výrazně zjednoduší výpočet. Podmínkou redukované soustavy je, že je ekvivalentní skutečné soustavě. Pro rotační a posuvný pohyb je mechanismus redukován zvlášť. V softwaru Matlab byl vytvořen další program, který s výhodou využívá matici hmotnosti a tuhosti z předešlého programu. Navíc jsou do programu vloženy tyto parametry klikové hřídele, které byly poskytnuty zadavatelem:

- poloměr kliky $r = 46$ mm
- vzdálenost mezi ložisky $a = 90$ mm
- délka ojnice $l = 138,7$ mm

Dalšími potřebnými parametry jsou nevyvážené posuvné hmoty, vypočtené dle (19) a součinitele velikosti amplitudy 2. a 4. harmonického řádu (odečtené z obr. 15). K odečtení hodnot bylo zapotřebí stanovit klikový poměr dle (20).

$$m_p = m_{pist. sk.} + m_{posuv. oj.} = 0,947 + 0,135 = 1,082 \text{ kg} \quad (19)$$

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{46}{138,7} = 0,33 \quad (20)$$



Obr. 15 Závislost součinitelů A_k na poměru λ [14]

- součinitelé velikosti amplitudy 2. harmonického řádu $A_2 = 0,331651$
- součinitelé velikosti amplitudy 4. harmonického řádu $A_4 = -0,00912$

Velikost budicí síly je vypočtena zvlášť pro 2. harmonický řád dle (21) a pro 4. harmonický řád dle (22).

$$Sp_2 = 4 \cdot A_2 \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \quad (21)$$

$$Sp_4 = 4 \cdot A_4 \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \quad (22)$$

Zatímco vlastní frekvence kmitů jsou stanoveny pro celé pohonné ústrojí, tudíž i zatěžování jednotlivými provozními stavy je soustředěno do těžiště pohonného ústrojí, nevyvážené setrvačné síly a momenty jsou soustředěny do těžiště agregátu. Proto je nutné ve výpočetním programu přidat mimo budicí síly i budicí moment (23), (24), který vznikne přenesením budicí síly do těžiště celého pohonného ústrojí. Těžiště jsou vůči sobě posunuta ve směru x o 219,782 mm.

$$Mp_2 = Sp_2 \cdot x_p \quad (23)$$

$$Mp_4 = Sp_4 \cdot x_p \quad (24)$$

Nyní jsou sestaveny pohybové rovnice, které oproti (14) uvažují na pravé straně buzení a tlumení viz (13), neboli jsou kompletními pohybovými rovnicemi. Parametr b představuje součinitel tlumení v daném směru a pro pružné prvky z pryžového materiálu je charakterizován vztahem (31), kde součinitel zesílení v rezonanci v_r je roven - na základě zkušeností - hodnotě 6.

Celkové vratné síly rozšířené o tlumení:

$$P_x = \sum_1^n p(X + C \cdot y - B \cdot z) - \omega \sum_1^n b_x(X + C \cdot y - B \cdot z) \quad (25)$$

$$P_y = \sum_1^n q(Y + A \cdot z - C \cdot x) - \omega \sum_1^n b_y(Y + A \cdot z - C \cdot x) \quad (26)$$

$$P_z = \sum_1^n r(Z + B \cdot x - A \cdot y) - \omega \sum_1^n b_z(Z + B \cdot x - A \cdot y) \quad (27)$$

Celkové vratné momenty zůstávají stejné:

$$M_x = (P_z \cdot B - P_y \cdot C) \quad (28)$$

$$M_y = (P_x \cdot C - P_z \cdot A) \quad (29)$$

$$M_z = (P_y \cdot A - P_x \cdot B) \quad (30)$$

Stanovení součinitele tlumení:

$$b = \frac{k}{v_r \cdot \omega} \quad (31)$$

Periodické buzení (neboli vektor pravé strany) je charakterizováno dvěma složkami – reálnou a imaginární.

$$\mathbf{P}(t) = \mathbf{f}_{re} \cdot \cos\omega t + i \cdot \mathbf{f}_{im} \cdot \sin\omega t \quad (32)$$

$$\mathbf{f}_{re} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ Sp_2 \\ 0 \\ -Sp_2 \cdot 0,219782 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{f}_{im} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Vynucené výchylky předpokládáme ve tvaru:

$$\mathbf{r}(t) = \mathbf{r}_{re} \cdot \cos\omega t + i \cdot \mathbf{r}_{im} \cdot \sin\omega t \quad (33)$$

Matice soustavy potřebné k určení amplitud kmitání těžiště při zatížení volnými setrvačnými silami posuvných hmot má tvar:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{K} - \mathbf{M} \cdot \omega^2 & -\mathbf{B} \cdot \omega \\ \mathbf{B} \cdot \omega & \mathbf{K} - \mathbf{M} \cdot \omega^2 \end{bmatrix} \quad (34)$$

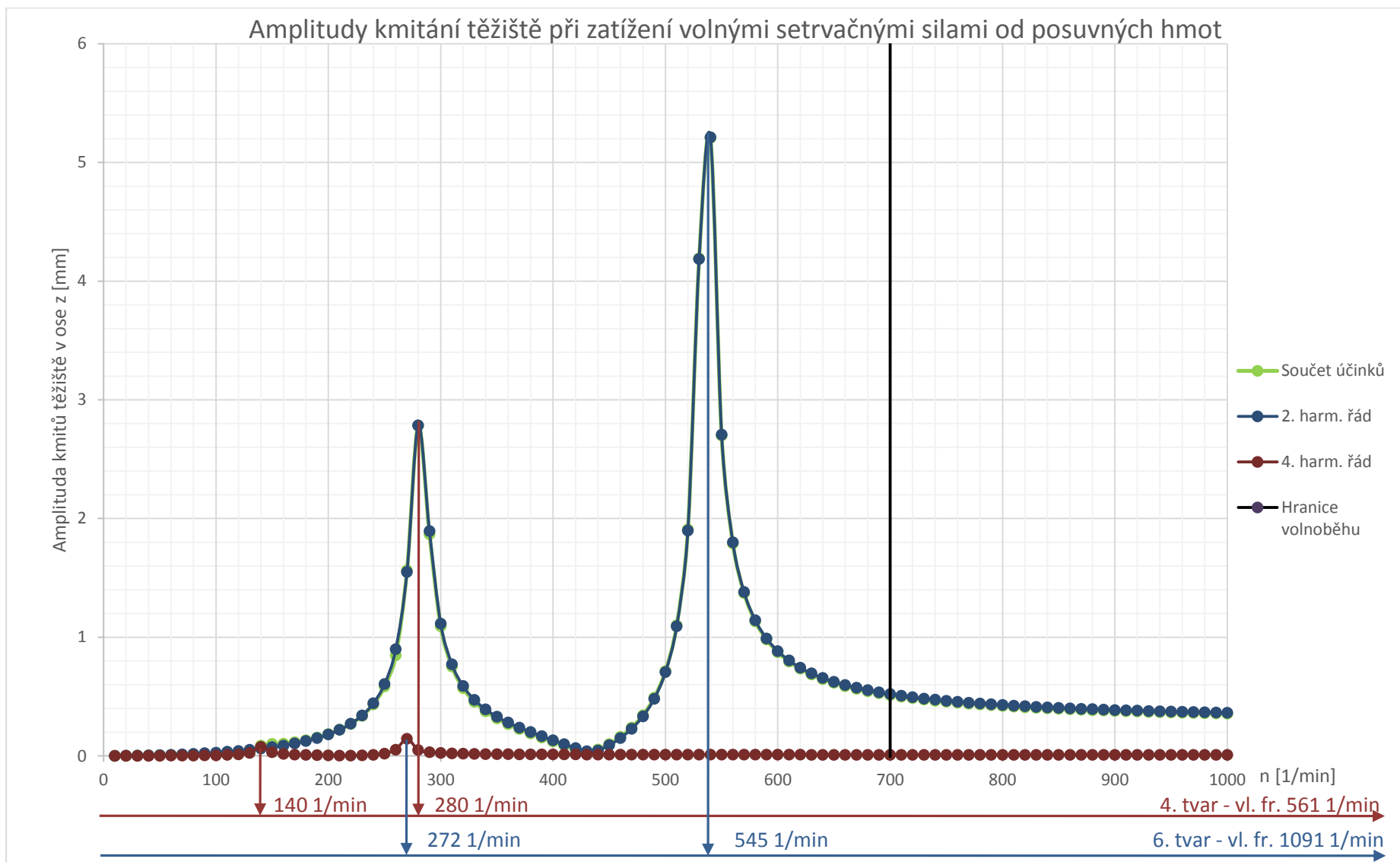
Po úpravě:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} - \mathbf{M} \cdot \omega^2 & -\mathbf{B} \cdot \omega \\ \mathbf{B} \cdot \omega & \mathbf{K} - \mathbf{M} \cdot \omega^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{r}_{re} \\ \mathbf{r}_{im} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_{re} \\ \mathbf{f}_{im} \end{bmatrix} \quad (35)$$

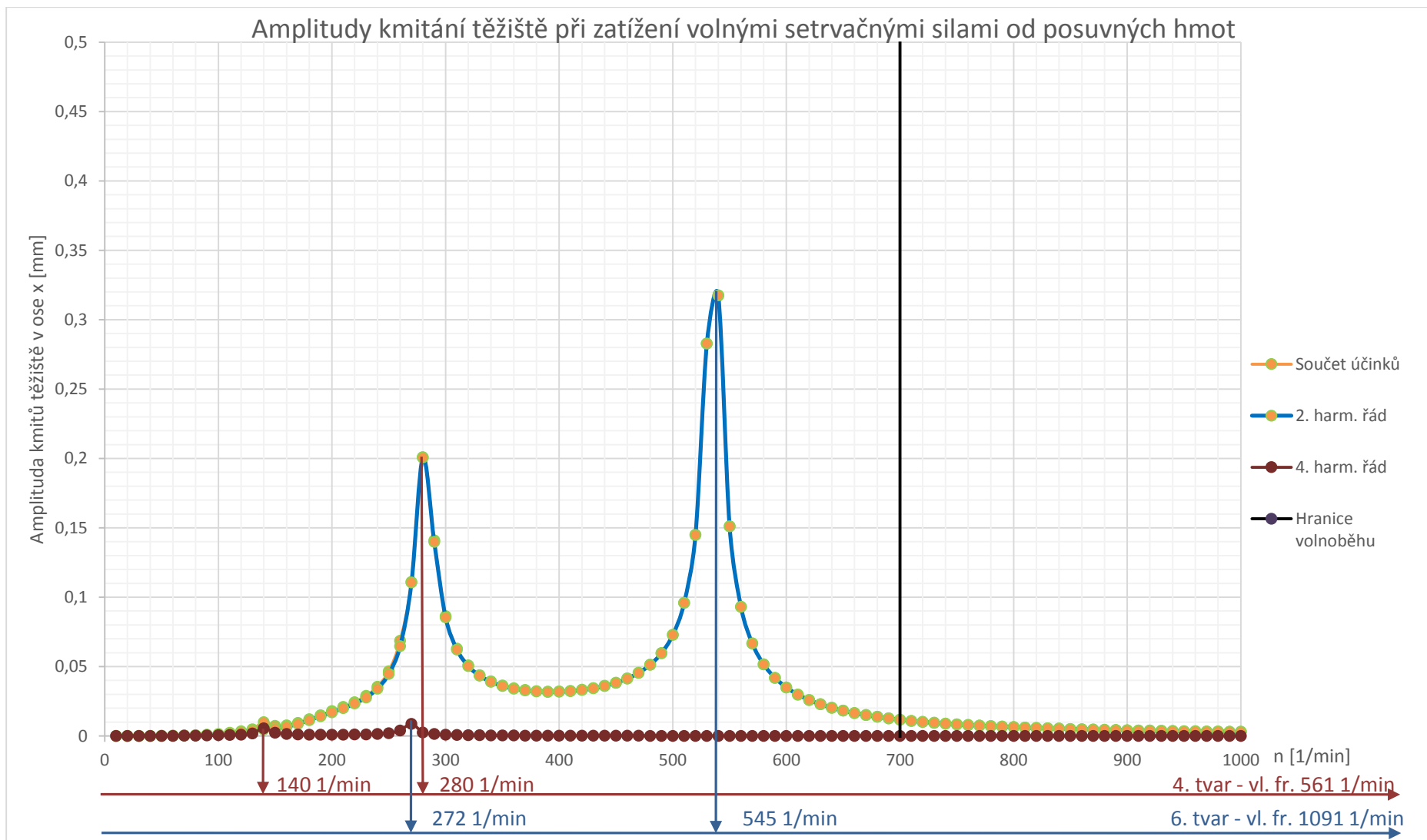
V softwaru Matlab je pomocí funkce *for* vytvořen cyklus, který snadno a rychle vypočítá amplitudy kmitů těžiště pro rozmezí otáček $10 - 5500 \text{ min}^{-1}$ s krokem o velikosti 10 otáček. Z výsledných hodnot je pro kmitání ve svislé ose z vytvořen diagram na obr. 16. Pro úplnost jsou v odlišném měřítku přiloženy i diagramy kmitání v ostatních osách viz obr. 17 a obr. 18.

Na obr. 17 je jasně patrný rozdíl velikostí amplitud s rostoucí velikostí harmonického řádu. Účinek 2. řádu buzení je evidentně nejvyšší, účinek 4. řádu je již minimální. Zanedbáním ve výpočtu dalších vyšších hlavních harmonických řádů nedošlo k žádné velké chybě. Z diagramu jsou pro nejintenzivnější buzení, tedy buzení 2. řádu, patrné dva vrcholy. Vyšší rezonanční výchylky odpovídají rezonanci s 6. tvarem kmitu (vlastní frekvence 1091 1/min , kritické otáčky 545 1/min) a druhé rezonanci s 4. tvarem kmitu. Uložení je tedy citlivé při buzení od setrvačných sil právě na tyto dva tvary kmitu.

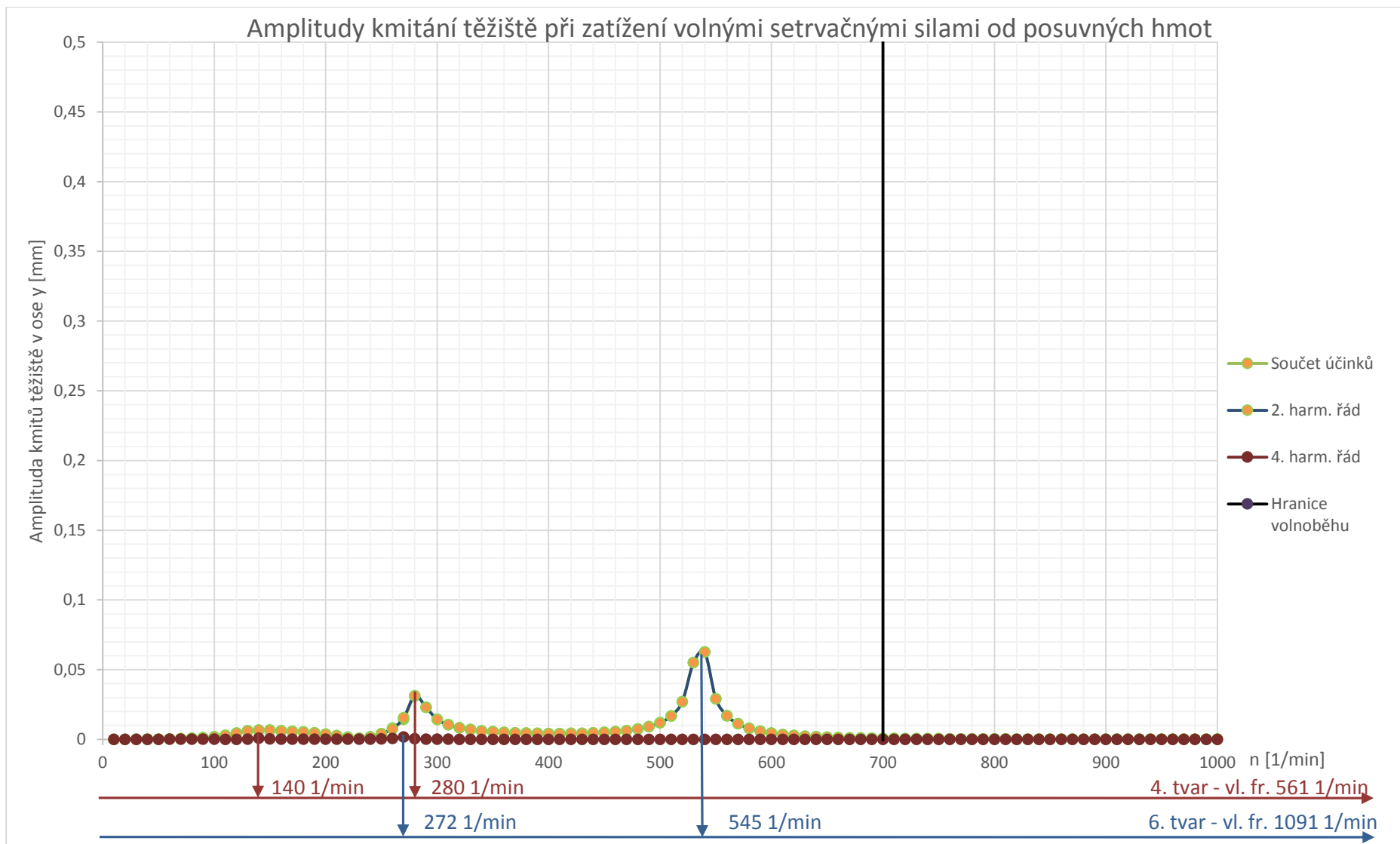
Maximální amplituda kmitu těžiště je v ose z. Její hodnota je 5,21 mm. Jelikož z výpočtů reakcí na různé zátěžné stavy jsme při nejvyšším (1. zátěžném stavu) zaznamenali posuv v ose z o 11,1 mm, můžeme konstatovat, že navržené pružné bloky odolají silám od nevyvážených setrvačných hmot klikového mechanismu.



Obr. 16 Amplitudy kmitů těžiště v ose z při zatížení volnými setrvačnými silami od posuvných hmot.



Obr. 17 Amplitudy kmitů těžiště v ose x při zatížení volnými setrvačnými silami od posuvných hmot.



Obr. 18 Amplitudy kmitů těžiště v ose y při zatížení volnými setrvačnými silami od posuvných hmot.

4. Patky a konzoly

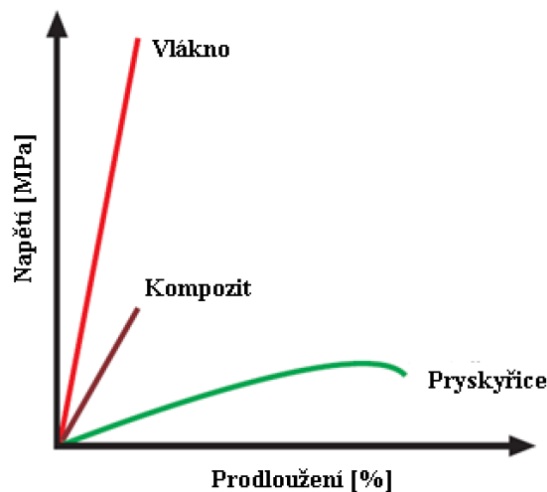
Tato kapitola se zabývá kompletním návrhem patek a konzol pro pružné uložení zadaného pohonného ústrojí. Jednotlivé části popisují průběh optimálního návrhu.

4.1. Volba materiálu

V automobilovém průmyslu se na tyto komponenty používají nejčastěji slitiny hliníku a litiny. Zadavatelem této práce je preferován kompozitní materiál.

4.1.1. Kompozitní materiál

Kompozitní materiál je složen ze dvou nebo více mechanicky, chemicky a fyzikálně odlišných složek. První složkou je výztuž – materiál, který je výrazně tužší, tvrdší a pevnější než ostatní složky. Další složkou je matrice – materiál, který zastává funkci pojiva výztuže (obvykle poddajnější složka). Kompozitní materiál musí obsahovat více než 5% výztuže. Charakteristickým znakem je způsob výroby, při kterém dochází k mechanickému mísení jednotlivých složek. Vlastnosti kompozitu jsou vyšší, než kdyby se pouze poměrně sečetly vlastnosti jednotlivých složek, tudíž dochází k získávání materiálů kvalitativně nových vlastností. [16].



Obr. 19 Schematické znázornění vlastností kompozitního materiálu [17]

Rozdělení kompozitů [18]:

dle typu matrice:

- s kovovou maticí (MMC – Metal matrix composites)
- s keramickou maticí (CMC – Ceramic matrix composites)
- s polymerní maticí (PMC – Polymer matrix composites)

dle druhu výztuže:

- přírodní (základem je celulóza)
- kovová
- skleněná
- keramická
- uhlíková
- polymerní (aramidová – kevlarová)
- atp.

dle tvaru výztuže:

- částicové (s malými či velkými částicemi)
- vláknové (s krátkými či dlouhými vlákny)
- vrstvené

dle velikosti výztuže:

- nanokompozity (řádově v nm)
- mikrokompozity (řádově v μm)
- makrokompozity (řádově v mm až cm)

Hlavní funkce matrice:

- udržet vlákna ve správných pozicích;
- pomáhat distribuovat napětí;
- chránit vlákna před poškozením abrazí;
- kontrolovat elektrické a chemické vlastnosti.

Vlákna

Tab. 6 Orientační mechanické vlastnosti vláken [19]

Typ vlákna	E_{fL} [MPa]	E_{fT} [MPa]	G_{fLT} [MPa]	σ_{fL} [MPa]	ρ [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
Sklo	74 000	74 000	30 000	2 100	2 500
Aramid	130 000	5 400	12 000	3 000	1 500
HS ¹ – uhlík	230 000	15 000	50 000	5 000	1 600
HM ² – uhlík	390 000	6 000	20 000	3 800	1 700

¹HS = high strength – s vysokou pevností

²HM = high modulus – s vysokým modulem pružnosti

Tab. 7 Orientační ceny vláken [20]

Vlákna	Cena [Kč/kg] ¹	Cena [%]
Sklo	572	100
Aramid	1 170	205
HS – uhlík	3 120	545
HM – uhlík	6 500	1 136

¹cena stanovena s kurzem 1 \$ = 26 Kč

Pryskyřicové matrice

Tab. 8 Orientační mechanické vlastnosti matric [19]

Druh pryskyřice	E_m [MPa]	ν_m [-]	G_m [MPa]	σ_{pm} [MPa]	ρ [kg·m ⁻³]	T_{max} [°C]
Epoxidové	4 500	0,4	1 600	130	1 200	90 – 200
Polyesterové	4 000	0,4	1 400	80	1 200	60 – 100
Fenolové	3 000	0,4	1 100	70	1 300	120 – 200
Polyamidové	4 000 – 19 000	0,35	1 100	70	1 400	250 – 300

Zásadní požadavky na kompozitní materiál [21]:

- Zvýšení tuhosti (zvláště specifické tuhosti - poměru Youngova modulu a hustoty)
- Zvýšení pevnosti (poměr mezi pevností a hustotou)
- Zvýšení rozměrové stability
- Zvýšení houževnatosti (odstranění křehkosti)
- Zvýšení teplotní stability (rozšíření teplotního rozsahu použitelnosti)
- Zvýšení mechanického tlumení (antivibrační a antihlukové materiály)
- Snížení propustnosti pro kapaliny nebo plyny
- Modifikace elektrických vlastností (zvýšení/snížení elektrické vodivosti)
- Snížení nasákavosti
- Zmenšení teplotní roztažnosti
- Zvýšení korozní nebo chemické odolnosti
- Udržení tuhosti a pevnosti při vysoké teplotě
- Snížení negativního dopadu na životní prostředí
- Redukce hmotnosti
- Snížení ceny

4.1.2. Zvolený kompozitní materiál

Na základě výše uvedených tabulek a dostupných informací od výrobců kompozitních materiálů bylo rozhodnuto, že se použije kompozitní materiál se skladbou: polyamidová pryskyřice – skelná vlákna. Kvůli předpokládané komplikovanosti dílů se zvolila výrobní technologie – tlakové lití do kovových forem. Při výběru matrice byl kladen zřetel na co nejvyšší modul pružnosti a na velikost teplotní odolnosti. Skelná vlákna byla vybrána na základě dostupných informací a díky své cenové dostupnosti.

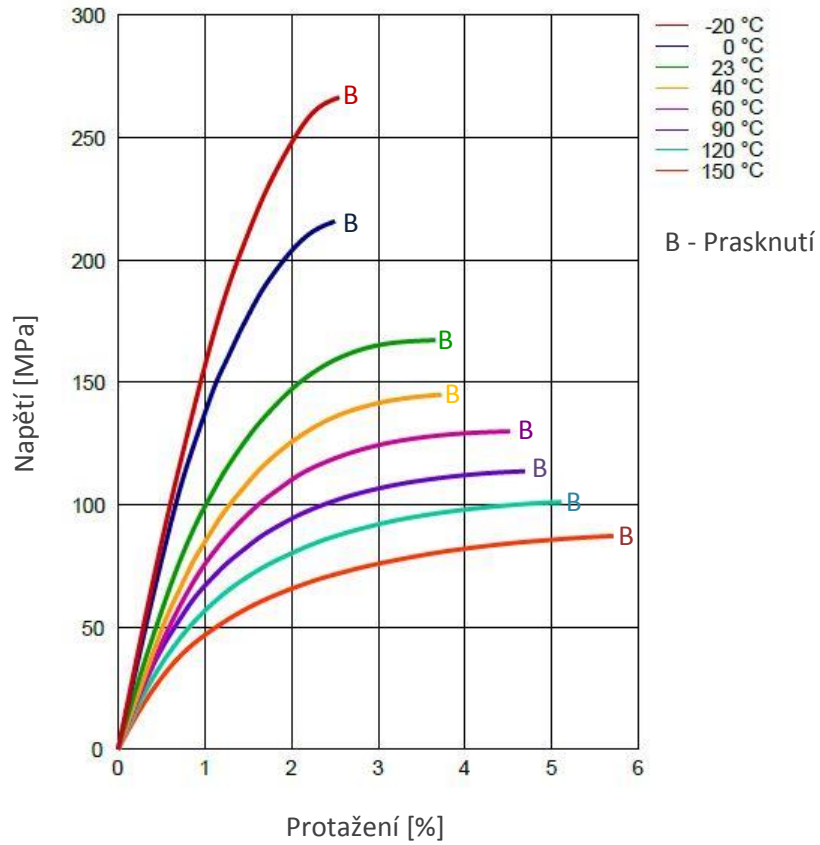
Patky jsou spojeny s motorem, a proto byl pro ně vybrán materiál s vyšší tepelnou odolností:

- Výrobce vybraného materiálu: DuPont™
- Modelová řada: Zytel® Nylon Resin
- Přesné označení: 70G50HSLA BK039B
- Složení: nylonová pryskyřice – polyamid 66, 50 % skelných vláken
- Modul pružnosti v tahu: 13 000 MPa
- $\rho = 1\,570 \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
- Pracovní diagram viz obr. 20

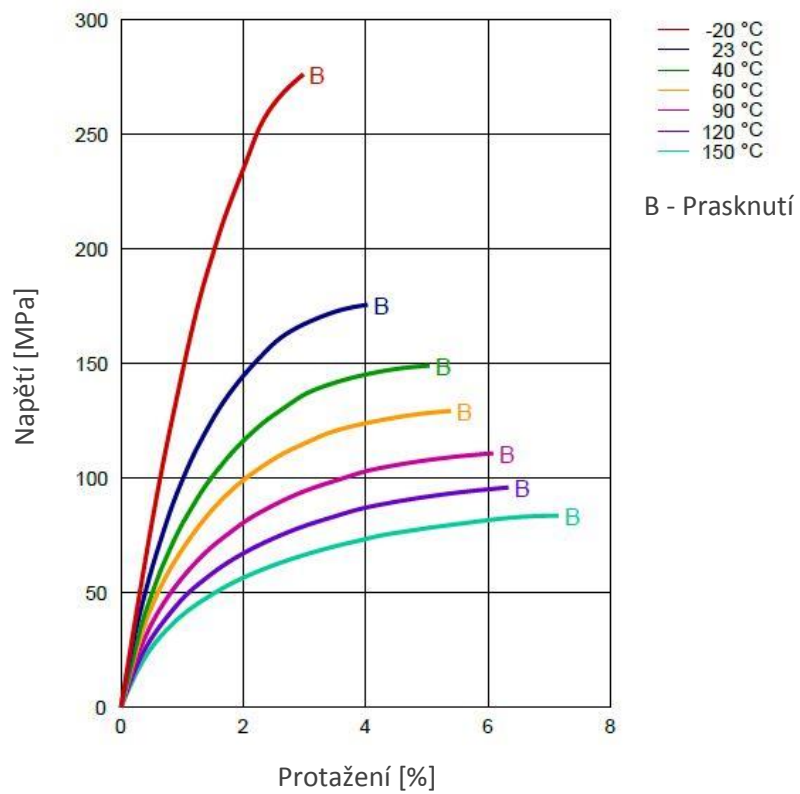
Pro konzoly byl vybrán materiál:

- Výrobce vybraného materiálu: DuPont™
- Modelová řada: Zytel® PLUS Nylon Resin
- Přesné označení: PLS95G50DH2 BK261
- Složení: nylonová pryskyřice – polyamid, 50 % skelných vláken
- Modul pružnosti v tahu: 12 000 MPa
- $\rho = 1\,590 \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
- Pracovní diagram viz obr. 21

Dá se předpokládat, že s rozvojem 3D tisku by bylo možné uvažovat v blízké budoucnosti i o využití této technologie pro výrobu patek i konzol. Úvahy na toto téma ale přesahují časové možnosti, které byly dány pro tuto práci.



Obr. 20 Pracovní diagram Zytel – 70G50HSLA BK039B [22]



Obr. 21 Pracovní diagram Zytel – PLS95G50DH2 BK261 [22]

4.1.3. Stinné faktory materiálu

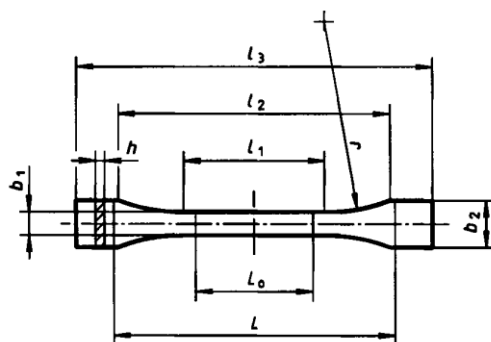
Většina výrobců poskytuje informace propagačního charakteru a až po hlubším prozkoumání problematiky kompozitních materiálů je možné se dostat k relevantním informacím, které již tak optimisticky nevyznějí. V materiálových listech se můžeme setkat s těmito informacemi:

- úspora hmotnosti oproti kovovým materiálům;
- vynikající tekutost;
- vynikající zpracovatelnost;
- oproti kovovým materiálům nižší vedení tepla – tudíž se prodlužuje životnost pružných prvků;
- materiál je optimalizován pro vysokou mechanickou zátěž;
- v pracovních diagramech se setkáváme s vysokými hodnotami meze pevnosti.

S pracovními diagramy od výrobců to ovšem není vůbec jednoduché. Jsou totiž uváděny pro suchý a vlhký materiál, přičemž není striktně předepsáno, kde se mezi nimi nalézá hranice. Pro suchý materiál jsou hodnoty meze pevnosti samozřejmě daleko vyšší, ale po konzultacích s odborníky bylo rozhodnuto, že se použije diagramu pro vlhký materiál, abychom byli na straně bezpečnosti. U polyamidů (PA) je velice důležité složení. Často se můžeme setkat se směsí PA 6 s PA 66, kdy PA 66 má oproti PA 6 zvýšenou pevnost, tuhost, odolnost proti tečení a rozměrovou stálost. Naopak mívá sníženou pevnost v rázu a mechanické tlumicí schopnosti. Proto je vhodné kombinovat právě PA 66 se skelnými vlákny (GF), protože touto kombinací se vytvoří materiál, který má i vynikající odolnost proti opotřebení a zvýšené provozní teploty.

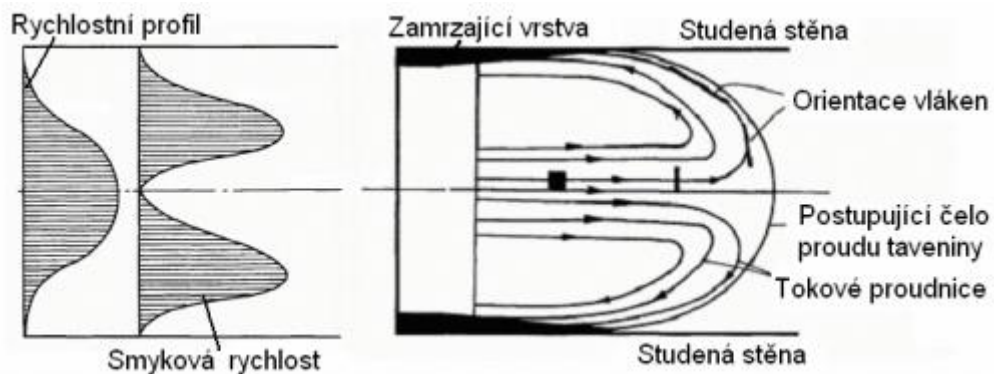
Dále je v titulním materiálovém listu uváděna jen nejvyšší mez pevnosti pro suchý a vlhký materiál. Až z diagramu je patrné, že materiál má značnou závislost křehnutí na teplotě a k použití takto vysokých hodnot meze pevnosti bychom ho museli permanentně vystavit teplotě minus dvacet stupňů Celsia. V případě uložení pohonného ústrojí bylo zvoleno, že pro konzoly bude použita křivka pro 40 °C a pro patky křivka pro 120 °C. Maximální hodnota meze pevnosti je proto pro konzoly cca poloviční a pro patky dokonce cca 40 % než hodnota udaná v materiálovém listu.

Naměřené hodnoty mechanických vlastností jsou udávány za laboratorních podmínek na rozměrově předepsaném tělísku vyobrazeném na obr. 22.

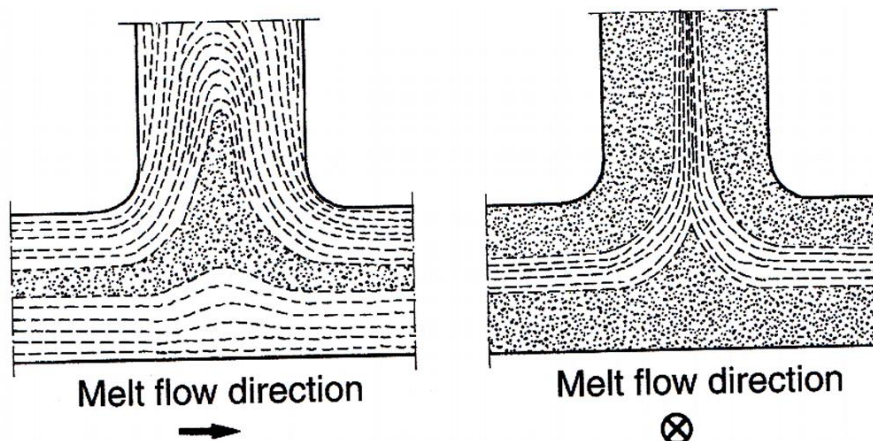


Obr. 22 Tělísko dle ISO 527-1 [23]

Problémem je, že v takto tenkém a tvarově optimalizovaném tělísku budou prakticky všechna vlákna orientována podélně a jen v malém poměru zde budou jinak orientovaná vlákna. Takovému případu se s tvarově komplikovanou součástí stěží dá přiblížit. Tavenina po dotyku s formou, která má nižší teplotu, okamžitě zmrzne a vytvoří tenkou nepohyblivou vrstvu. Proud taveniny se uvnitř této nepohyblivé vrstvy pohybuje tzv. fontánovým tokem (obr. 23). Z tohoto obrázku je patrné, že se vlákna postupně nabalují na zamrzající vrstvy a u jednoduchých geometrických tvarů se dosáhne toho, že mají jen ve svém středu malé množství příčně orientovaných vláken (obr. 24). Orientaci vláken ovlivňuje mnoho faktorů (ať už se jedná o vtokový a výfukový systém, napojení několika proudů taveniny, vznik pnutí, smrštění atp.), které nemohou být v této práci zohledněny.



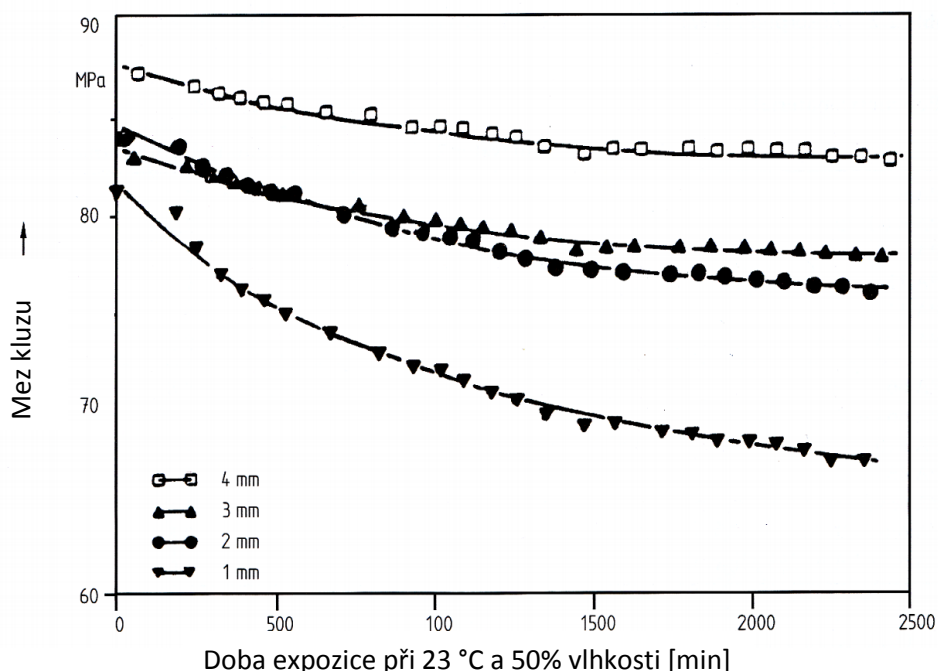
Obr. 23 Znárodnění fontánového toku [24]



Obr. 24 Znáznornění orientování vláken při různých směrech toku [25]

V softwaru pro výpočet pevností analýzy by bylo třeba pro přesnější výsledky zadat hodnoty meze pevnosti v jednotlivých směrech (z důvodu anizotropie materiálu), protože u takto komplikované součásti je velká pravděpodobnost výskytu vyššího množství odlišně orientovaných vláken, která způsobí snížení meze pevnosti. Z důvodu absence těchto dat byla pevnostní analýza počítána jako pro izotropický materiál.

V neposlední řadě je negativním faktorem tohoto materiálu změna vlastností s časem. Toto křehnutí je znázorněno na obr. 25.



Obr. 25 Změna vlastností pro různé tloušťky materiálu PA 66 na expozici [25]

Vzhledem k tolika závažným důvodům je velice důležité komponenty vyrobit a experimentálně ověřit. Méně nákladnou variantou je, před výrobou zkušební vzorku, použití simulačních programů. Bez těchto kroků není možné dát komponenty do sériové výroby.

4.2. Konstrukční návrh

Na začátku konstrukčního návrhu je nutné si ujasnit tyto základní náležitosti:

- Jaká bude použita výrobní technologie?
- Jaký bude použit materiál? Jsou charakteristická pro tento materiál nějaká důležitá omezení pro konstrukční návrh?
- Jak vypadá okolí navrhovaných dílů?
- Jsou nějaké okrajové podmínky?
- Navrhoval již někdo podobnou záležitost?

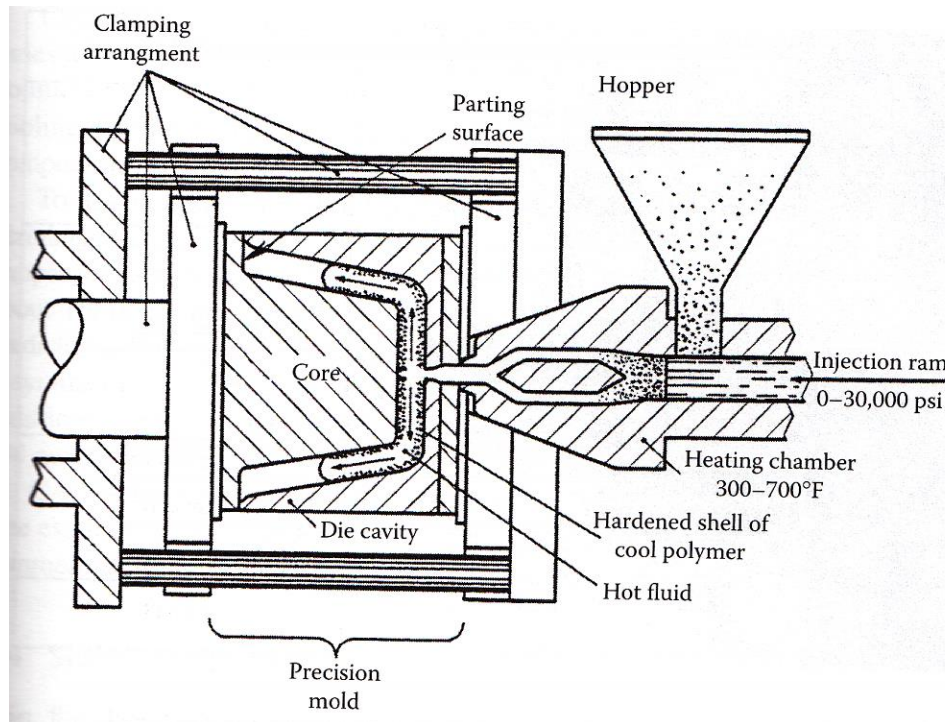
Výrobní technologie závisí především na použitém materiálu a komplikovanosti dílu. Na základě zadaných přípojných bodů a okolí bylo stanoveno, že díl není možné vyrobit následujícími metodami [21]:

- lisování za tepla s matricí v tuhém stavu
- válcování za tepla s matricí v tuhém stavu
- explozivní tváření s matricí v tuhém stavu
- plazmový nástřik s matricí v tuhém stavu
- elektrolytické nanášení s matricí v tuhém stavu
- infiltrace vláken tekoucí matricí
- nanášení tekutého kovu na zpevňující vlákna
- kontinuální lití
- zalévání zpevňující fáze
- protlačování za tepla

Díly se budou navrhovat jako odlitky pro výrobní metodu – vysokotlaké vstřikování (schematicky znázorněno na obr. 26). Pro plastové odlitky jsou vhodné kovové formy. Dále se bude hledět na ekonomické hledisko, což znamená, že bude kladen důraz na to, aby forma byla dvoudílná s jádry nebo segmentová. Protože se jedná o polyamidový materiál, je v tomto přípravném kroku důležité stanovit, jak bude díl upevněn k okolním komponentám. Kdyby byl připevněn pomocí šroubů, mohlo by dojít při utažení k nechtěnému prasknutí či úplnému odlomení části dílu. Je proto vhodné díl opatřit inzerty z tvrdšího materiálu, například oceli. Tyto inzerty mohou být do dílu nalisovány nebo se s nimi bude počítat již při výrobní technologii a bude použito tzv. vícekomponentního vstřikování, kdy dochází k obstřikování ocelových inzerťů polyamidovou taveninou. Tyto inzerty se poté nazývají zálisky.

V současné době existuje software Cadmould®3D-F 2K&Insert, který dokáže velice přesně simulovat celý proces, a to od vstřiku až po zatuhnutí materiálu. Hlavní výhodou tohoto programu je, že dokáže u dvojkomponentního vstřikování posoudit stav kontaktních ploch – soudržnost ploch podle míry shodnosti deformace, dále zobrazí místa se špatným plněním, oblasti studených spojů, uzavírání vzduchu, vývoj teplot v tavenině či zálisku, vliv plastových nebo kovových zálisků na smrštění a deformace. V neposlední řadě dokáže provést výpočet silového namáhání zálisků vlivem tlaku v tavenině. Touto problematikou se práce nemůže zabývat, jelikož se jedná o rozsáhlé

téma, kterému by se mohla věnovat samostatná diplomová práce. V případě vybrání první varianty, nalisování ocelových inzertů, by bylo vhodné otvory před nalisováním obrobit. Zde je důležité brát v potaz přítomnost výztužných vláken. Pro žádnou variantu nebylo možné dohledat potřebné údaje ohledně případných vnitřních pnutí, aby mohly být zahrnuty do pevnostní analýzy.



Obr. 26 Schéma tlakového vstřikování [26]

Výrobky zhotovené vstřikováním se vyznačují velmi dobrou rozměrovou i tvarovou přesností a vysokou reprodukovatelností mechanických a fyzikálních vlastností. Technologie vstřikování je proces diskontinuální, cyklický. Výhodou tohoto procesu je schopnost vyrábět složité díly s dobrými tolerancemi rozměrů a velmi dobrou povrchovou úpravou. Nevýhodou jsou vysoké investiční náklady, dlouhé doby nutné na výrobu kovových forem a potřeba neúměrně velkého strojního zařízení v porovnání s vyráběným dílem [27].

Návrh komponent musí v neposlední řadě splňovat také technické zásady, které je nutno respektovat při lisování dílů:

- Tloušťky stěn, žeber, nálitky, rádiusy – tloušťka stěny musí splňovat požadavek funkční (pevnost, tuhost, aj.) a technický (z hlediska tečení plastu ve formě). Minimální tloušťka stěny u tohoto materiálu jsou 2 mm. Z ekonomického hlediska je vždy snaha o co nejmenší tloušťku materiálu, neboť nám ovlivňuje nejen náklady na materiál, ale také strojní časy (doba tuhnutí, vytvrzování). Dále je snaha zachovat rovnoměrnost tloušťky stěn, aby různým smrštěním nevznikaly deformace a pnutí při chladnutí výstřiku. Tlustší stěna v návaznosti na slabší stěnu má větší smrštění, a tím vznikají tzv.

faldy. Tloušťky materiálů musí mít od vtoku sestupnou tendenci. U složitějších součástí je možno počítat s více vtoky.

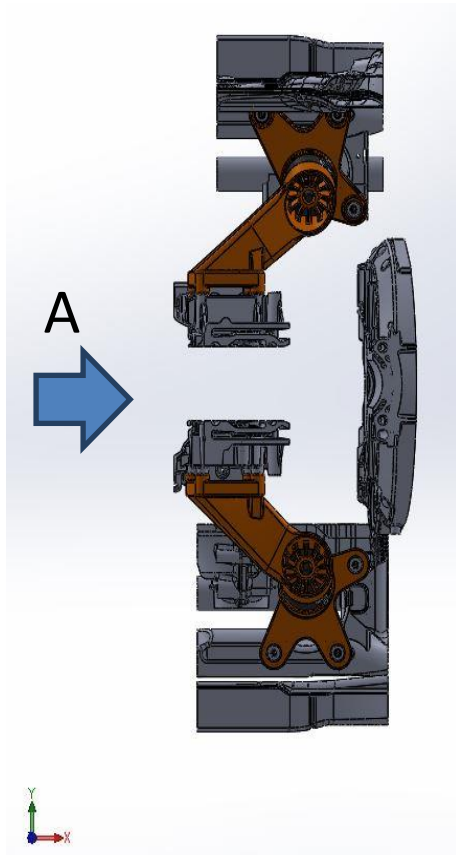
- Ostré rohy vykazují úhlové deformace z důvodu různé intenzity odvodu tepla, proto se rohy zaoblují. Zaoblení zlepší průtok materiálu v dutině formy, snižuje zbytkové pnutí a usnadní vyjímání výrobku.
- Úkos je mírný sklon stěny v dutině formy. Je nutný pro snadné odformování při vyhazování výstřiku z dutiny formy.

Tato práce se zabývá převážně konstrukčním návrhem součástí, a proto nebylo možné v rozsahu jedné diplomové práce se zabývat všemi technologickými aspekty nutnými ke zdárnému použití výrobní technologie. Z práce se dá z různých tlouštěk materiálu odvodit, kde by se mohla nacházet místa vtoku či výfuku, ale přímo zakreslena zde nejsou. Zároveň je potřeba u vícevtokové součásti provést simulaci proudění taveniny, a to nejen z důvodů eliminování tzv. studených spojů (místa, ve kterých se spojují dva proudy taveniny, např. od různých vtoků či vlivem překážky), ale také právě kvůli zajištění správného odvodu vzduchu. Dále se práce zabývá tzv. návrhem finálního výrobku a nikoliv velikostí potřebné formy, kdy je nutné brát v potaz smrštění, na které má vliv nesčetné množství parametrů - mimo jiné tlaky, teploty a časy.

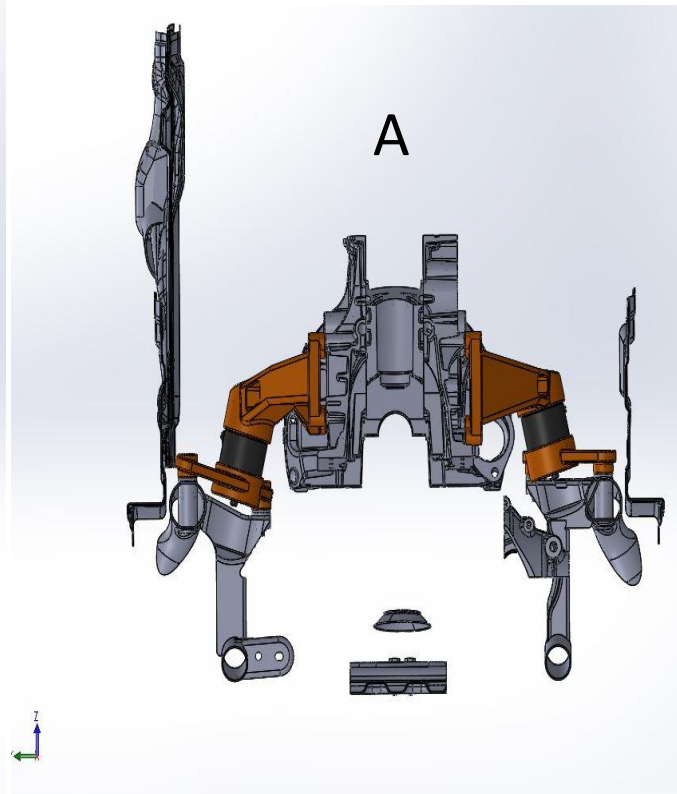
4.2.1. Sestava

Na obr. 27 až 29 je celkový pohled na kompletní sestavu. Z obrázků je vidět komplikovanost celé úlohy.

- Šedou barvou jsou znázorněny okrajové podmínky zadané zadavatelem.
- Hnědou barvou navržené díly.
- Černou barvou navržené pružné prvky (pro přesně zadané umístění).

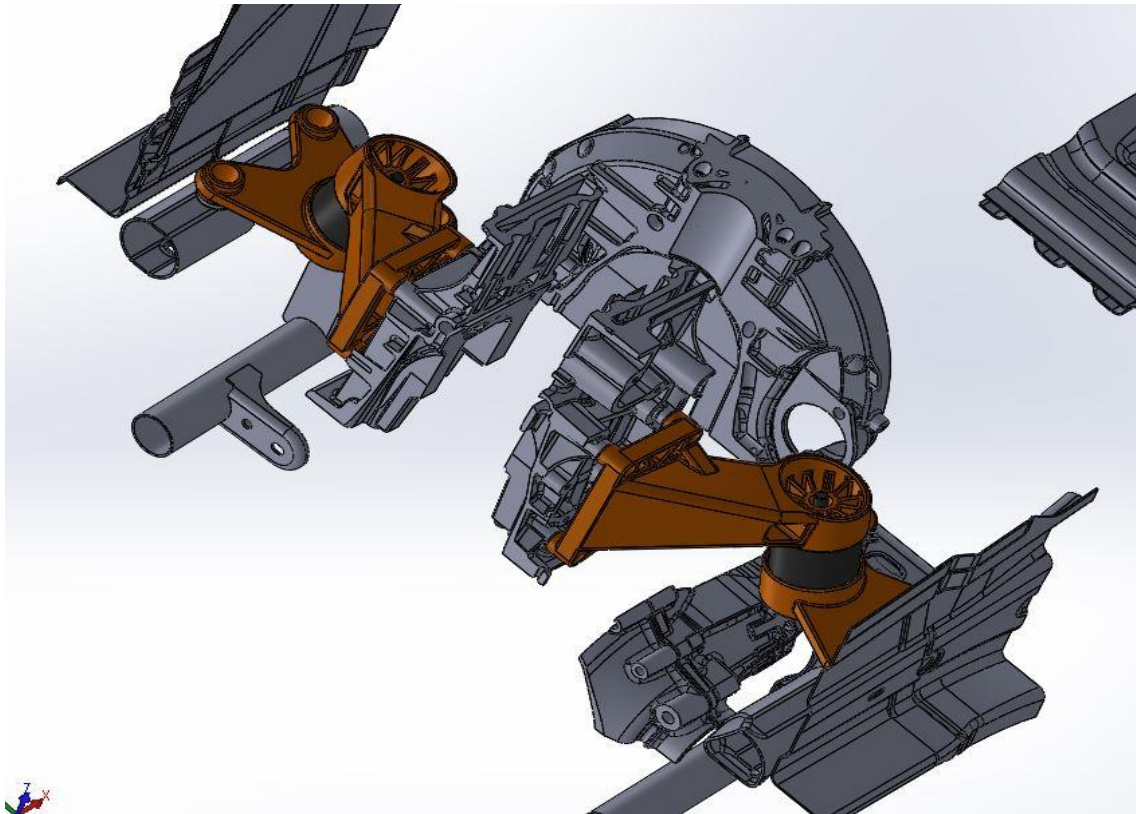


Obr. 27 Pohled na sestavu shora



Obr. 28 Pohled na sestavu zepředu

Z pohledů je názorně vidět, že navržené díly jsou provedeny tak, aby byla zajištěna co nejsnadnější montáž jak samotných dílů, tak celého pohonného ústrojí. Montáž pohonného ústrojí je navržena v tomto pořadí: přišroubování obou patek k bloku motoru, následné přimontování pružných prvků nejprve k patce a poté ke konzole a až na konec se celá tato sestava přimontuje k rámu vozidla.

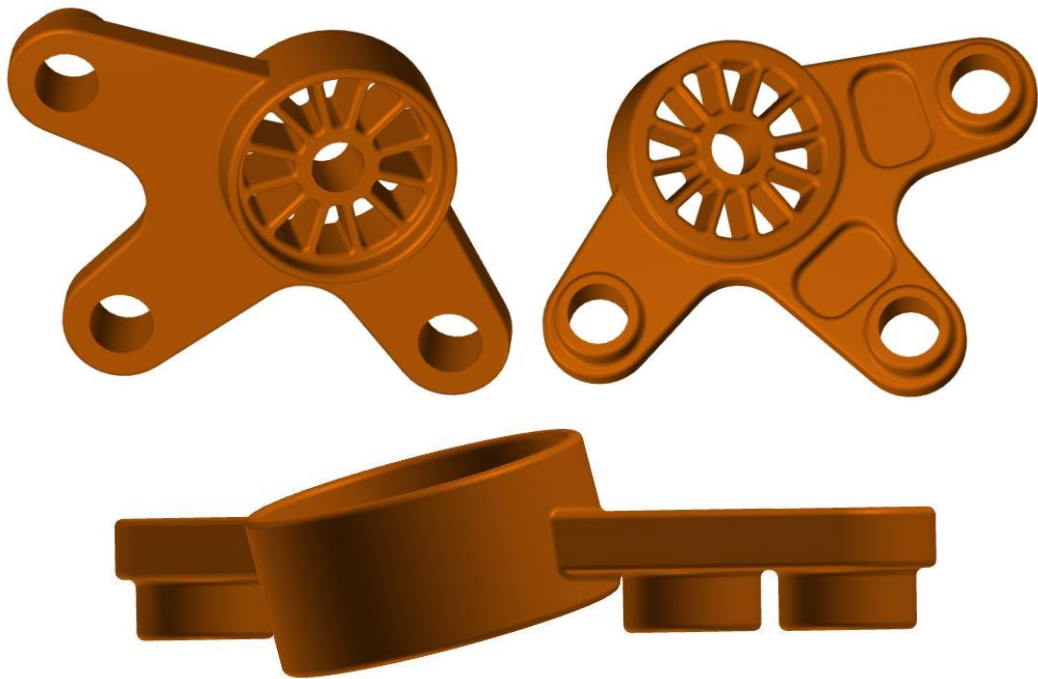


Obr. 29 Celkový pohled na kompletní sestavu

Na veškerých obrázcích nejsou znázorněny zálisky ani potřebný spojovací materiál. U každého navrženého dílu je uvedeno, s jak velkým vnějším průměrem zálisku byl dimenzován. Tyto vnější průměry byly navrhovány pomocí zadaných přípojných ploch. V místech předpokládaných zálisků mají navržené díly ostré hrany, protože při technologii obšřikování polyamidovou taveninou by k žádnému viditelnému zaoblení či zkosení nemělo docházet.

4.2.2. Levá konzola

Nachází se na více namáhané straně mezi pružným prvkem a rámem vozidla. K rámu je připojena pomocí tří šroubů, kdy se všechny tři přípojné body nacházejí v jedné rovině. Pružný prvek je vložen do zhloubení a z druhé strany je přišroubován pomocí příslušné matice. Z této druhé (spodní) strany je konzola na několika místech odlehčena. Zálisky potřebné k přimontování dílu k rámu vozidla mají vnější průměr 24 mm. Zálisek potřebný k přimontování pružného prvku má vnější průměr 20 mm. Hmotnost konzoly je 0,4 kg.



Obr. 30 Model levé konzoly – různé pohledy

4.2.3. Pravá konzola

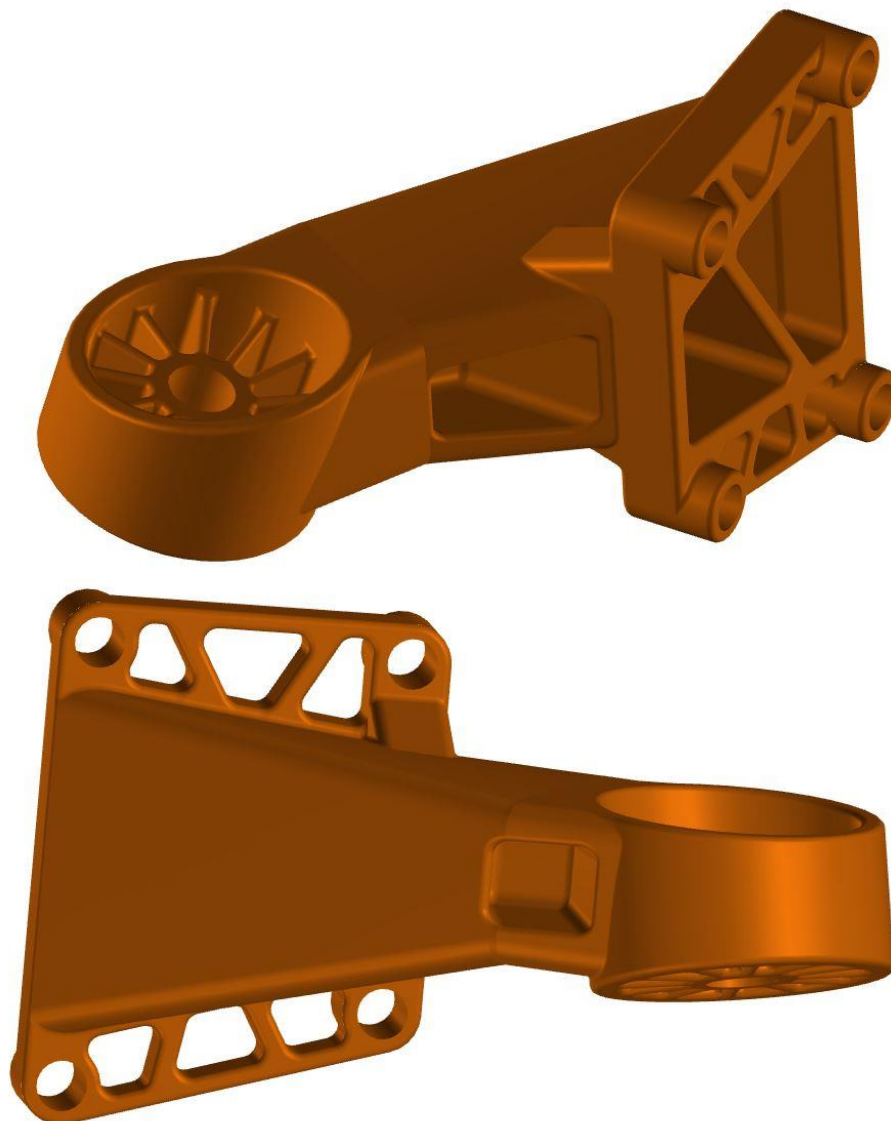
Nachází se na méně namáhané straně mezi pružným prvkem a rámem vozidla. K rámu je taktéž připojena pomocí tří šroubů, kdy dva přípojně body se nacházejí v jedné rovině a zbývající v jiné. Pružný prvek je vložen do zahloubení a z druhé strany je přišroubován pomocí příslušné matice. I když se jedná o konzoly na méně namáhané straně, tak ji nebylo možné odlehčit, protože zadavatelem zadané umístění pružného prvku bylo v nevhodné vzdálenosti a odlehčením by konzola ztratila na pevnosti. Všechny tyto parametry znemožnily navrhnout ekonomicky výrazně příznivější konzolu, která by byla zrcadlově totožná slevou konzolou. Zálisky potřebné k přimontování dílu k rámu a k přimontování pružného prvku mají totožné rozměry jako u levé konzoly. Hmotnost této konzoly je 0,46 kg.



Obr. 31 Model pravé konzoly – různé pohledy

4.2.4. Levá patka

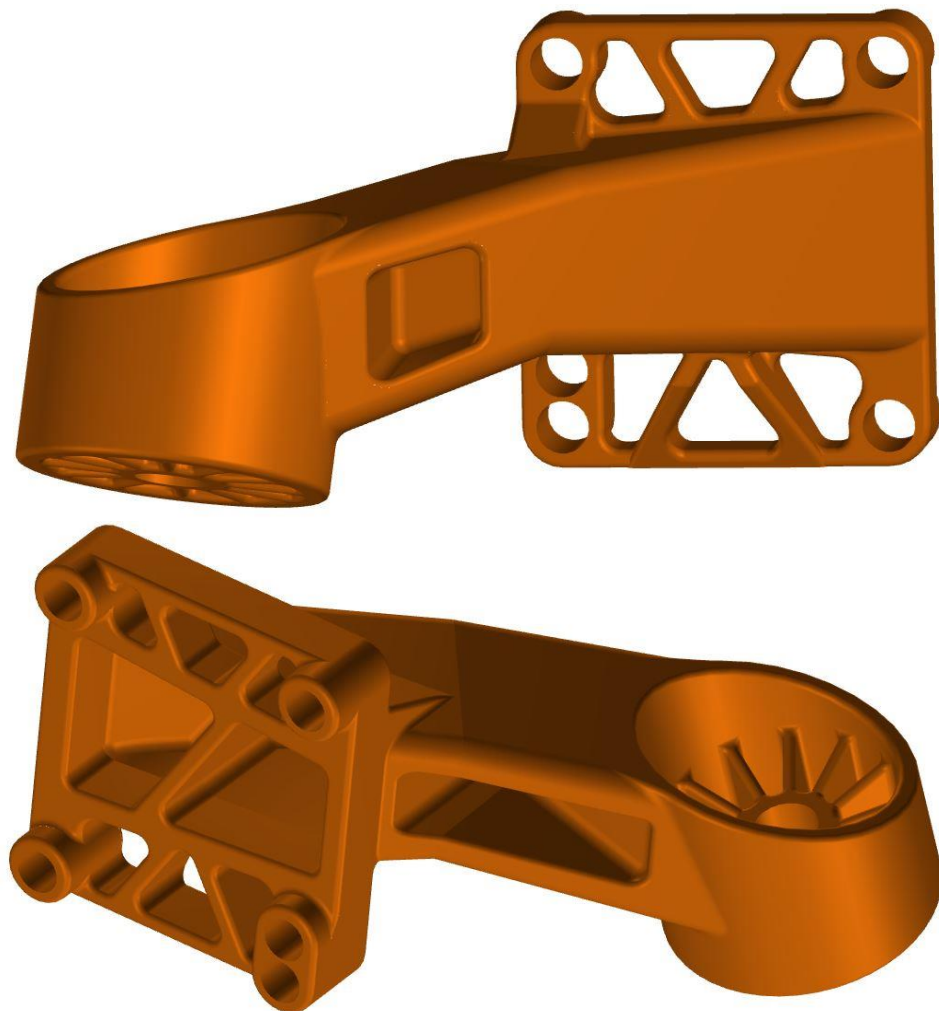
Nachází se na více namáhané straně mezi pružným prvkem a blokem motoru. K bloku je připojena pomocí čtyř šroubů, kdy všechny přípojné body se nacházejí v jedné rovině. Pružný prvek je přišroubován pomocí příslušné matice. Na patce je obzvláště vidět, o jak náročnou konstrukční úlohu se jedná. Její vysokou náročnost dělá především umístění pružného prvku, nacházejícího se ve velké vzdálenosti od uchycení na bloku motoru, a proto bylo třeba součást navrhnout relativně masivní, obsahující množství žebér, která jsou nutná ke splnění požadavků vyplývajících z pevnostní analýzy. Dále bylo zapotřebí brát v úvahu prostor pro montážní nářadí a snadný přístup ke spojovacímu materiálu. Zálisky potřebné k přimontování dílu k bloku motoru mají vnější průměr 14 mm. Zálisek potřebný k přimontování pružného prvku má vnější průměr 20 mm. Hmotnost patky je 0,92 kg.



Obr. 32 Model levé patky – různé pohledy

4.2.5. Pravá patka

Nachází se na méně namáhané straně mezi pružným prvkem a blokem motoru. K bloku je připojena pomocí pěti šroubů, kdy všechny přípojné body se nacházejí v jedné rovině. Pružný prvek je přišroubován pomocí příslušné matice. Patku opět nebylo možné navrhout „jen“ zrcadlově opačnou pravé patce. Není to zapříčiněno jen počtem přípojných bodů, ale právě zohlednění prostoru pro snadný přístup montážního nářadí tuto součást velice zkomplikovalo. Situaci by výrazně ulehčilo, kdyby bylo možné pružný prvek posunout ve vertikálním směru výše. Součást bylo nutné opět navrhout relativně masivní, obsahující množství žeber, která jsou nutná ke splnění požadavků vyplývajících z pevnostní analýzy. Zálisky potřebné k přimontování dílu k bloku motoru a k přimontování pružného prvku mají totožné vnější průměry jako u levé patky. Hmotnost této patky je 0,88 kg.



Obr. 33 Model pravé patky – různé pohledy

Všechny navržené komponenty na pravé a levé straně mají prakticky stejnou hmotnost. Celkově se liší jen o necelých 25 g. Zadavatelem byly poskytnuty údaje o stávajícím řešení patek a bylo zjištěno, že dojde k úspoře cca o 0,8 kg na levé patce a 0,7 kg na patce pravé. Výrobní výkresy jsou součástí příloh č. 4 – 7.

4.3. Pevnostní analýza

Navržené komponenty odpovídají nárokům na vyrobiteľnosť a snadnou montáž. Nejdůležitějším a samozřejmým předpokladem správného návrhu komponent je, aby plnily svou funkci. Ke splnění této funkce bylo zapotřebí díly prověřit pevnostní analýzou. K tomu účelu byl použit program Abaqus, který využívá metodu konečných prvků (MKP). Zadavatelem bylo požadováno, aby díly vydržely zatížení od vnějších sil:

- svislý směr: + 4 g; – 6 g
- podélný směr: ± 5 g
- příčný směr: ± 3 g

Tyto síly jsou umístěné v těžišti pohonného ústrojí. Hmotnost zadaného pohonného ústrojí je 225 kg. To znamená, že ve svislém směru působí síla o velikosti 8 829 N, respektive 13 243,5 N, v podélném směru 11 036,25 N a v příčném směru 6 621,75 N. Jednotlivé komponenty musí samozřejmě odolat i silám od vnitřních nevyvážených hmot, které jsou vypočítány v kapitole 3.

Pevnostní analýza je provedena na každý díl samostatně s těmito okrajovými podmínkami:

- Díly mají přiřazené tyto materiálové vlastnosti – hustota, elastické (E a $\mu = 0,4$) a plastické průběhy (σ a ϵ). Aby nedocházelo k nepřesnému odečtení hodnot z diagramů na obrázcích 20 a 21, byl materiál vyhledán v celosvětové databázi materiálů Campus [28], kde jsou uvedeny přesné hodnoty cca dvou desítek bodů.
- Vazby mezi pružným prvkem a konzolou nebo patkou byly provedeny pomocí příkazu *coupling*, protože je v daných místech nalisována ocelová vložka a pokud by vazby byly provedeny bez tohoto příkazu, docházelo by k nesprávné deformaci těchto dílů. Obdobně jsou provedeny vazby mezi patkami a blokem motoru a mezi konzolami a rámem vozidla. Díly jsou k bloku motoru připevněny pomocí šroubů. V programu je toto připevnění zastoupeno funkcí *displacement/rotation*, kdy všechna posunutí a rotace mají nulové hodnoty.
- Modely byly vysíťovány lineárními čtyřstěnnými elementy – tetraedry, v případě konzol o velikosti hrany 2 mm a v případě patek o velikosti 3 mm. V místech zaoblení jsou zmenšeny až na 0,1 mm.
- Nastaveny jsou různé zátěžné stavy:
 1. Zatížení – 6 g ve svislém směru.
 2. Zatížení + 5 g v podélném směru.
 3. Zatížení + 3 g v příčném směru.
 4. Všechna zatížení působící současně.

Tyto zátěžné stavy jsou v programu řešeny pomoví funkce *concentrated force*.

Ostatní požadované zátěžné stavy (ve svislém směru +4g, v podélném směru – 5g a v příčném směru – 3g) byly též nasimulovány. Jelikož simulace vycházely obdobně nebo s nižšími hodnotami maximálního napětí, bylo rozhodnuto, že zde budou uvedeny jen výše uvedené zátěžné stavy.

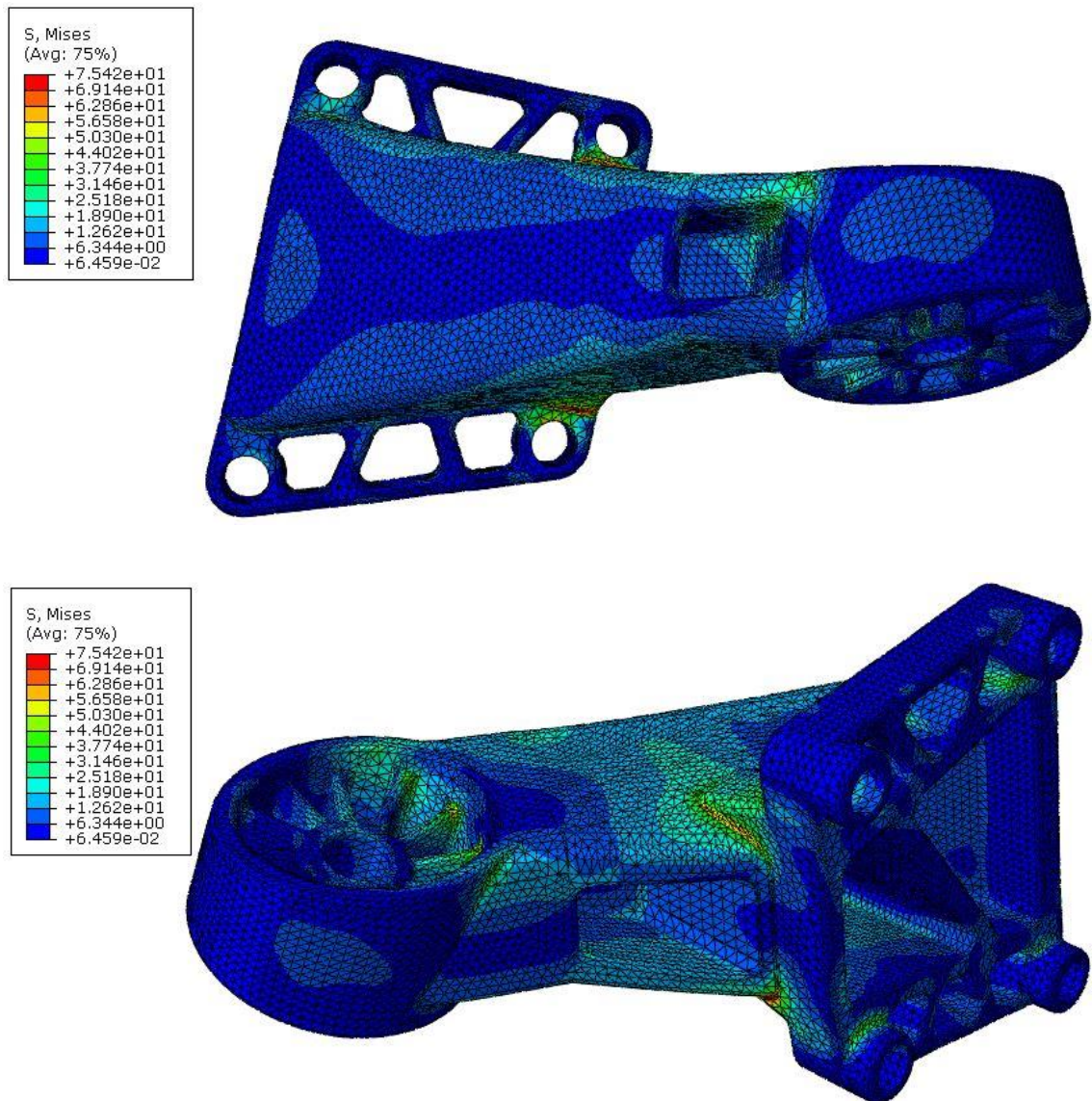
- Výsledná napětí jsou shrnuta do napětí dle hypotézy von Mises.

Na jednotlivých obrázcích je vždy v levém horním rohu uveden konkrétní rozsah vyskytujících se napětí. Hodnoty jsou v Mpa. Nejnižšímu napětí, téměř nulovému, odpovídá tmavě modrá barva, a nejvyššímu napětí odpovídá červená barva. Každá navržená patka a konzola je vyobrazena ve dvou pohledech, které byly určeny tak, aby byly znázorněny maximální koncentrace napětí.

Vzhledem k velkému rozsahu grafické části jsou zde uvedeny jen výsledné pevnostní analýzy levé patky a zbylé jsou zařazeny na konci diplomové práce jako příloha č. 1 – 3.

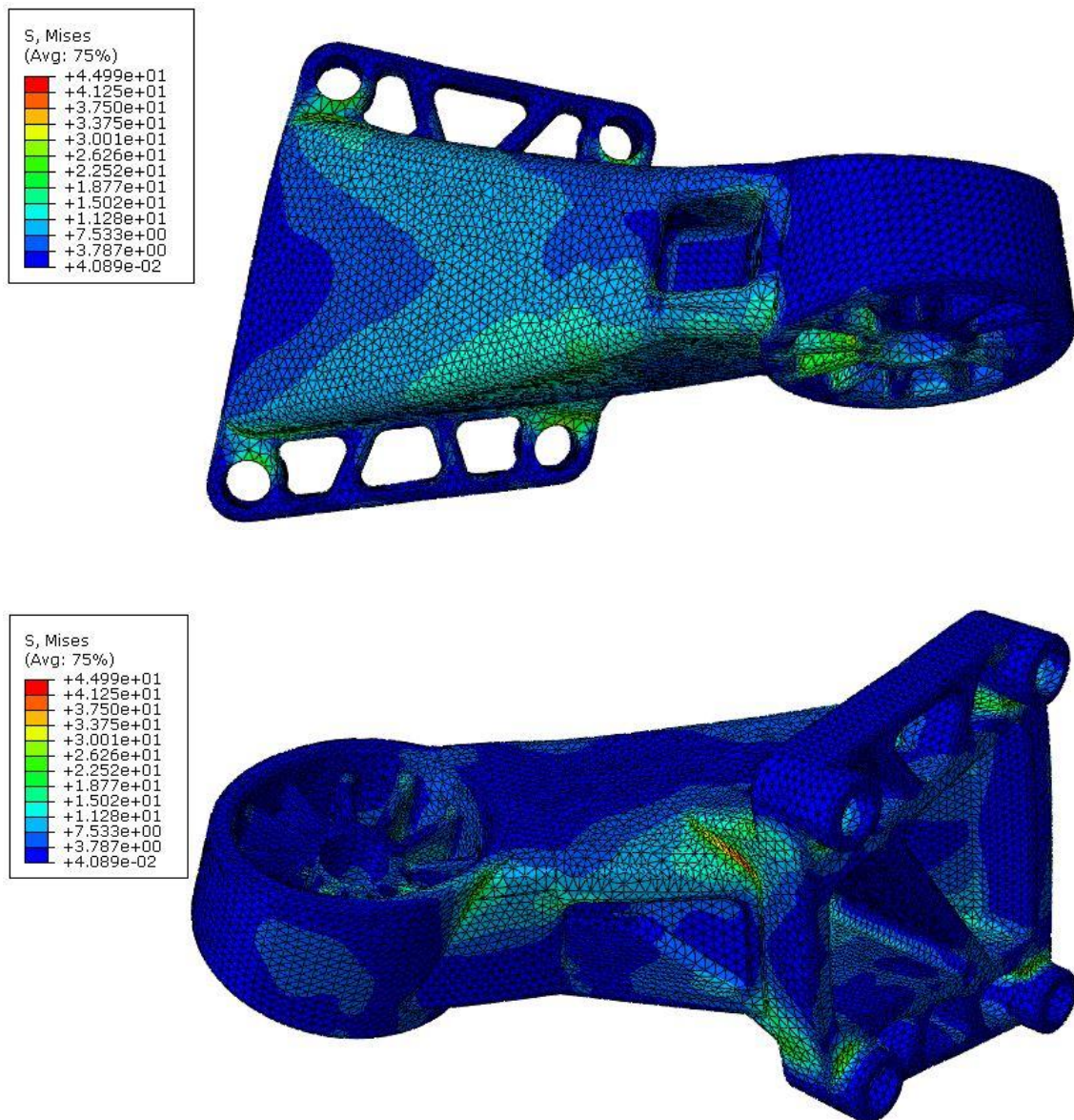
4.3.1. MKP – Levá patka

MKP – levá patka – 1. zatížení



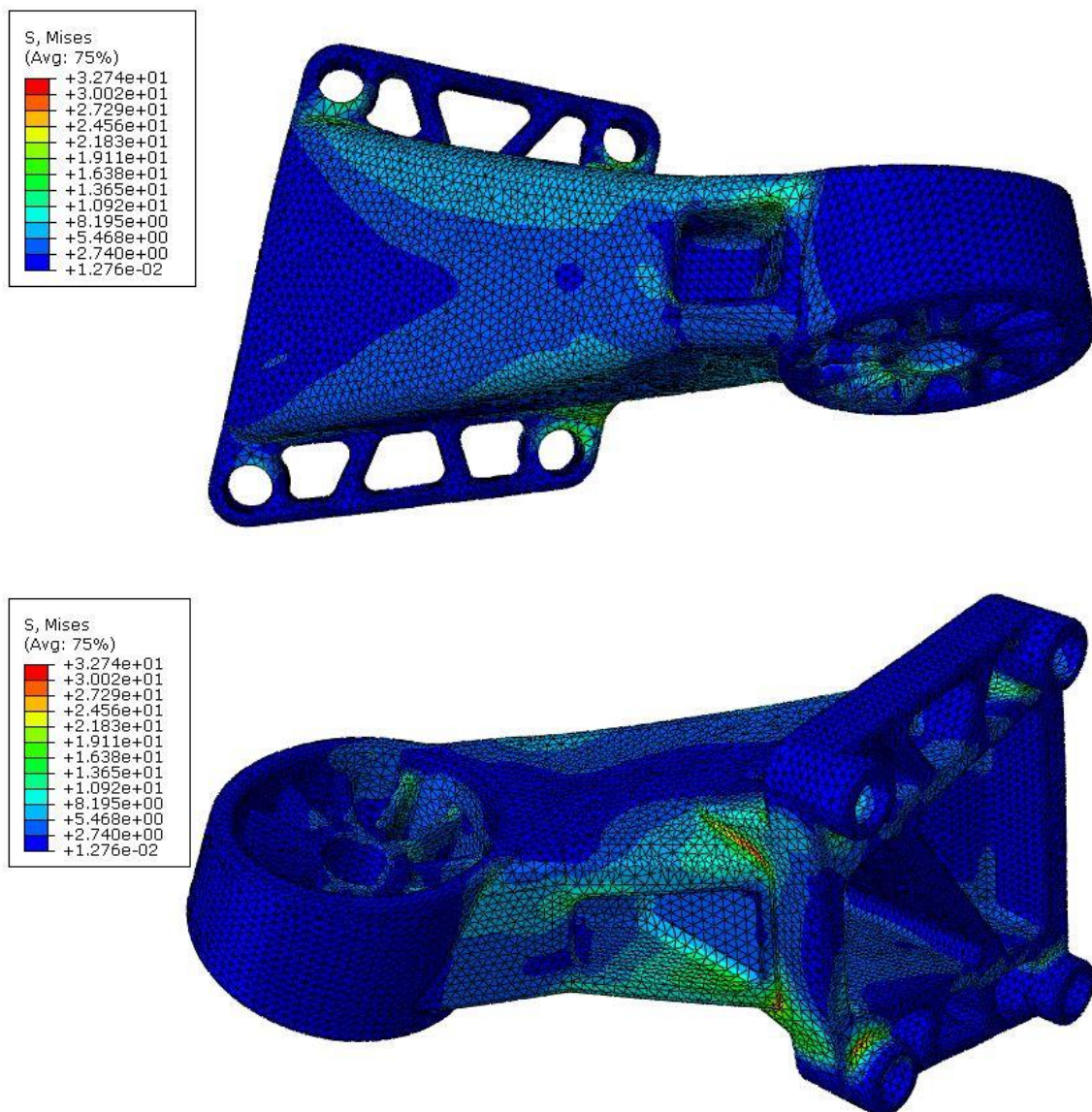
Obr. 34 Pevnostní analýza levé patky – různé pohledy – 1. zatížení

MKP – levá patka – 2. zatížení



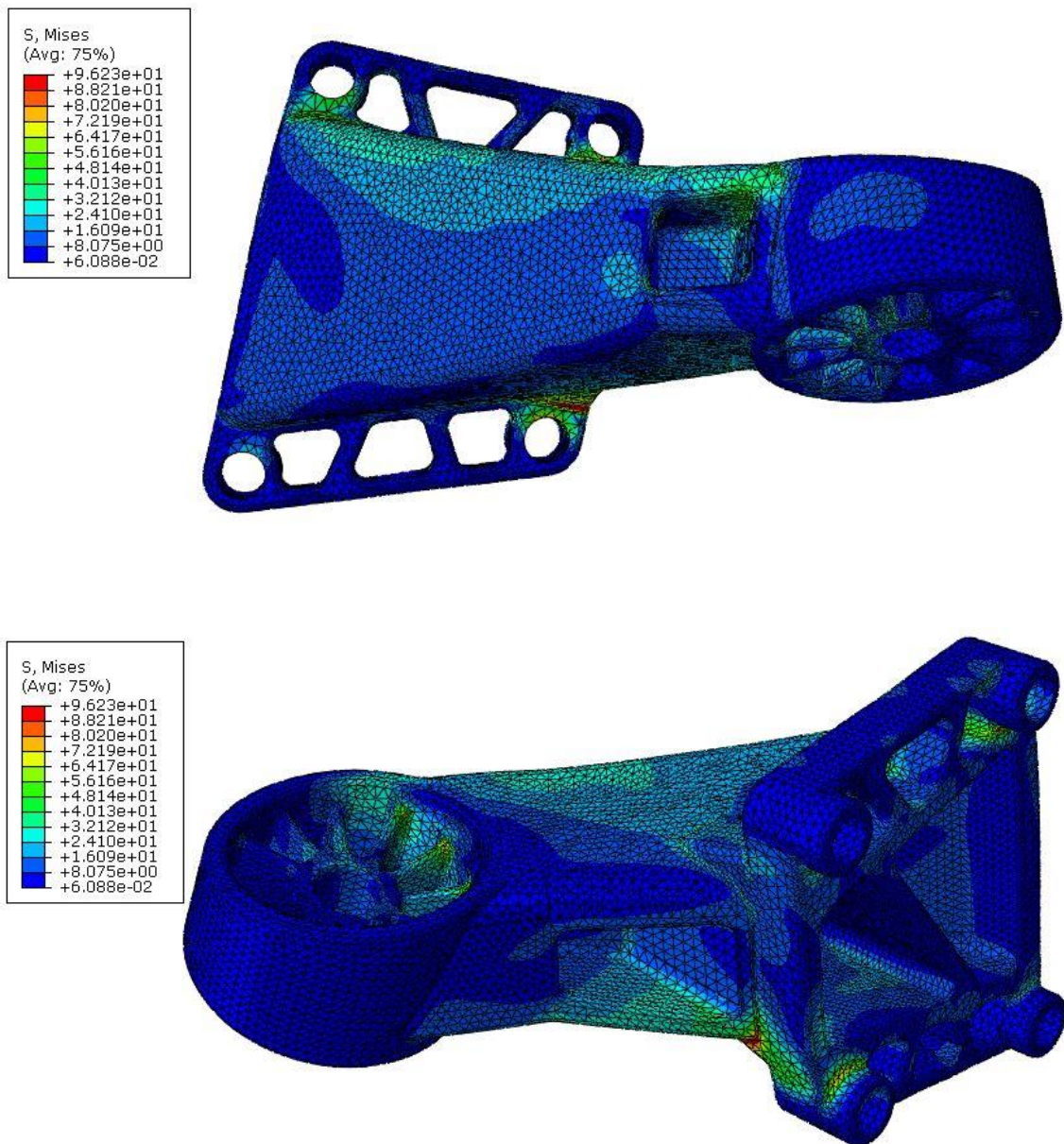
Obr. 35 Pevnostní analýza levé patky – různé pohledy – 2. zatížení

MKP – levá patka – 3. zatížení



Obr. 36 Pevnostní analýza levé patky – různé pohledy – 3. zatížení

MKP – levá patka – 4. zatížení



Obr. 37 Pevnostní analýza levé patky – různé pohledy – 4. zatížení

4.3.2. Pevnostní analýza – vyhodnocení

Pevnostní analýzou bylo ověřeno, že všechny navržené patky a konzole pevnostně vydrží všechny požadované zátěžné stavy. Nutno podotknout, že zadávané velikosti zatížení vysoce překračují silové účinky působící na uložení pohonného ústrojí během provozního režimu. Svou velikostí odpovídají extrémnímu zatěžování, ke kterému dochází například při nehodě. Maximální hodnoty napětí jsou přehledně uvedeny v tabulce 9.

Tab. 9 Hodnoty maximálních napětí pro jednotlivé zátěžné stavy

Navržená součást	Maximální napětí pro zátěžný stav č.				Dovolené napětí
	1.	2.	3.	4.	
Levá patka	75,42	44,99	32,74	96,23	101,04
Levá konzola	109,4	31,6	31,76	104,5	148,97
Pravá konzola	72,02	23,36	18,39	75,84	148,97
Pravá patka	82,19	41,72	78,11	90,7	101,04

Z grafického zpracování (a z tab. 9) jsou patrné tyto závěry:

- Obě patky a pravá konzola jsou nejvíce namáhány při čtvrtém zátěžném stavu.
- Levá konzola je nejvíce namáhána při prvním zátěžném stavu.
- Pravá konzola při všech namáhání vykazuje nejnižší hodnoty maximálních napětí, tudíž by se případně mohlo přistoupit k optimalizaci jejího návrhu.
- Nejvyšší napětí se nejčastěji nachází v oblasti zaoblení a na ostrých hranách, které jsou v místech napojení s předpokládanými základy.

5. Závěr

Návrh konkrétního provedení patek a konzol byl proveden s ohledem na technologičnost těchto dílů, předepsané zastavovací rozměry a snadnou montáž pohonného ústrojí. Kompozitní materiál navržených dílů byl vybrán dle dostupných informací pro podobné aplikace. Provedená pevnostní analýza prokázala odolnost dílů vůči zátěžným stavům vyvolaným účinky jízdy. Nedílnou součástí této práce je návrh vhodných pružných prvků, pro který musely být spočteny vlastní frekvence pružného uložení a nevyvážené setrvačné síly a momenty, vznikající pohybem nevyvážených hmot klikového mechanismu. Práce se zabývá kompletním návrhem pružného uložení a může proto posloužit jako fundament pro řešení obdobných úloh.

Problematika návrhu jak pružných prvků, tak patek a konzol přesahuje rozsah diplomové práce. Dále by bylo vhodné se hlouběji zabývat návrhem optimálnějších pružných prvků (např. aktivních), které jsou početně daleko složitější. Z technologického hlediska patek a konzol by bylo možné se zabývat simulacemi vstřikování taveniny do formy a případnou optimalizací dílů. Samostatnou prací by mohlo být i experimentální zkoušení vybraného kompozitního materiálu.

6. Seznam literatury

- [1] PŮST, Ladislav a Mirko LADA. Pružné ukládání strojů: určeno stud. vys. škol. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965. Řada strojírenské literatury.
- [2] EBK ERET BERNARD; <http://www.ebk.cz/lisovana-technicka-pryz/silentbloky>
- [3] Alkhatib, Fadi, "Techniques for Engine Mount Modeling and Optimization" (2013). Theses and Dissertations. Paper 344.
- [4] D.A. Swanson, Active Engine Mounts for Vehciles, SAE Technical Paper #932432.
- [5] Mohammad Jalali Mashayekhi and Nader Vahdati: Application of tuned vibration absorbers in fluid mounts, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Nanyang Technological University, Singapore 2008.
- [6] <http://www.partinfo.co.uk/articles/169>
- [7] S. R. Hong, S. B. Choi, W. J. Jung, and W. B. Jeong, "Vibration isolation of structural systems using squeeze mode ER mounts," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 13, no. 7-8, pp. 421–424, 2002.
- [8] Šika, Z.: Aktivní a poloaktivní snižování mechanického kmitání strojů. Habilitační práce, Fakulta strojní, ČVUT v Praze, 2004.
- [9] <http://articles.sae.org/10189/>
- [10] http://www.vehicledynamicsinternational.com/bwi_porsche.php
- [11] Continental Schwingmetall®, ContiTech AG 2011.
- [12] William Ker Wilson: Vibration engineering: a practical treatise on balancing of engines, emchanical vibration, and vibration isolation. C. Griffin 1959, Michigan University.
- [13] Dermot Fitzgerald: Focused Engine Isolation Systems - The Benefits. SAE Paper #972777, SAE Inc., USA 1997, ISSN 0148-7191
- [14] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [15] B. Chalen, R Baranescu: Diesel Engine Reference Book. 2. vydání, Butterworth-Heinemann, Oxford 1999, ISBN 0 7506 2176.
- [16] JANČÁŘ, J.: Úvod do materiálového inženýrství polymerních kompozitů. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta chemická, 2003.
- [17] <http://www.gurit.com/Our-Business/Composite-Materials>

- [18] MÍŠEK B., 1993: Polymery, keramika, kompozity. VUT, Brno
- [19] <http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/229-umm-6.pdf>
- [20] <http://compositevisions.com/>
- [21] DAŘOUREK K., 2007: Kompozitní materiály - druhy a jejich užití. Technická univerzita, Liberec.
- [22] <http://dupont.materialdatacenter.com/>
- [23] <http://www.shimadzu.com/an/industry/petrochemicalchemical/n9j25k00000pycig.html>
- [24] LUTONSKÝ, Z. Vliv teploty na mechanické chování polymerů a kompozitů. Diplomová práce. Zlín: FT UTB, 2007.
- [25] ERHARD, G. Designing with plastics. Cincinnati: Hanser Gardner Publications, c2006. ISBN 9781569903865.
- [26] GERDEEN, James C., Harold W. LORD a Ronald A. L. RORRER. Engineering design with polymers and composites. Boca Raton: CRC/Taylor & Francis, 2006. Materials engineering (Marcel Dekker, Inc.), 30. ISBN 9780824723798.
- [27] ŘEHULKA, Zdeněk. Konstrukce výlisků z plastů a forem pro zpracování plastů: polymery. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-833-5
- [28] Databanka plastů Campus – dostupné z <http://www.campusplastics.com/>

7. Seznam obrázků

<i>Obr. 1 Příklad provedení pružných prvků z pryže [2]</i>	6
<i>Obr. 2 Voigtův model [3]</i>	6
<i>Obr. 3 Závislost dynamické tuhosti pryžového prvku na frekvenci [4]</i>	7
<i>Obr. 4 Schéma hydraulického pružného prvku [6]</i>	8
<i>Obr. 5 Konstrukce poloaktivního pružného prvku [7]</i>	8
<i>Obr. 6 Schéma aktivního pružného prvku [9]</i>	10
<i>Obr. 7 Schéma aktivního pružného prvku [10]</i>	10
<i>Obr. 8 Vybraný pružný prvek – Schwingmetall Compression Mounts A Type [11]</i>	11
<i>Obr. 9 Stanovení souřadnic montážního bodu [12]</i>	12
<i>Obr. 10 Nákres reakcí v místech uložení</i>	15
<i>Obr. 11 Znázornění šesti stupňů volnosti [13]</i>	16
<i>Obr. 12 Směrové hvězdice pro čtyřdobé čtyřválcové motory [14]</i>	17
<i>Obr. 13 Campbellův diagram</i>	18
<i>Obr. 14 Vznik vnitřního podélného momentu otáčejících se hmot [14]</i>	19
<i>Obr. 15 Závislost součinitelů A_k na poměru λ [14]</i>	20
<i>Obr. 16 Ampl. kmitů těžiště v ose z při zatížení vol. setr. silami od posuv. hmot.</i>	24
<i>Obr. 17 Ampl. kmitů těžiště v ose x při zatížení vol. setr. silami od posuv. hmot</i>	25
<i>Obr. 18 Ampl. kmitů těžiště v ose y při zatížení vol. setr. silami od posuv. hmot</i>	26
<i>Obr. 19 Schématické znázornění vlastností kompozitního materiálu [17]</i>	27
<i>Obr. 20 Pracovní diagram Zytel – 70G50HSLA BK039B [22]</i>	31
<i>Obr. 21 Pracovní diagram Zytel – PLS95G50DH2 BK261 [22]</i>	31
<i>Obr. 22 Tělisko dle ISO 527-1 [23]</i>	33
<i>Obr. 23 Znázornění fontánového toku [24]</i>	33
<i>Obr. 24 Znázornění orientování vláken při různých směrech toku [25]</i>	34
<i>Obr. 25 Změna vlastností pro různé tloušťky materiálu PA 66 na expozici [25]</i>	34

<i>Obr. 26 Schéma tlakového vstřikování [26]</i>	36
<i>Obr. 27 Pohled na sestavu shora</i>	38
<i>Obr. 28 Pohled na sestavu zepředu</i>	38
<i>Obr. 29 Celkový pohled na kompletní sestavu</i>	39
<i>Obr. 30 Model levé konzoly – různé pohledy</i>	40
<i>Obr. 31 Model pravé konzoly – různé pohledy</i>	41
<i>Obr. 32 Model levé patky – různé pohledy</i>	42
<i>Obr. 33 Model pravé patky – různé pohledy</i>	43
<i>Obr. 34 Pevnostní analýza levé patky – různé pohledy – 1. zatížení</i>	46
<i>Obr. 35 Pevnostní analýza levé patky – různé pohledy – 2. zatížení</i>	47
<i>Obr. 36 Pevnostní analýza levé patky – různé pohledy – 3. zatížení</i>	48
<i>Obr. 37 Pevnostní analýza levé patky – různé pohledy – 4. zatížení</i>	49

8. Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry vybraného pružného prvku [11]	11
Tab. 2 Parametry modelu nahrazujícího pohonné ústrojí	14
Tab. 3 Vlastní frekvence a jejich vlastní tvary	15
Tab. 4 Povolená zatížení Schwingmetall A type 75 [11]	17
Tab. 5 Výsledné reakce navržených pružných prvků na zátěžné stavy	17
Tab. 6 Orientační mechanické vlastnosti vláken [19]	28
Tab. 7 Orientační ceny vláken [20]	29
Tab. 8 Orientační mechanické vlastnosti matric [19]	29
Tab. 9 Hodnoty maximálních napětí pro jednotlivé zátěžné stavy	50

9. Seznam příloh

Příloha č. 1 MKP – levá konzola

Příloha č. 2 MKP – pravá konzola

Příloha č. 3 MKP – pravá patka

Příloha č. 4 Návrhový výkres – levá konzola

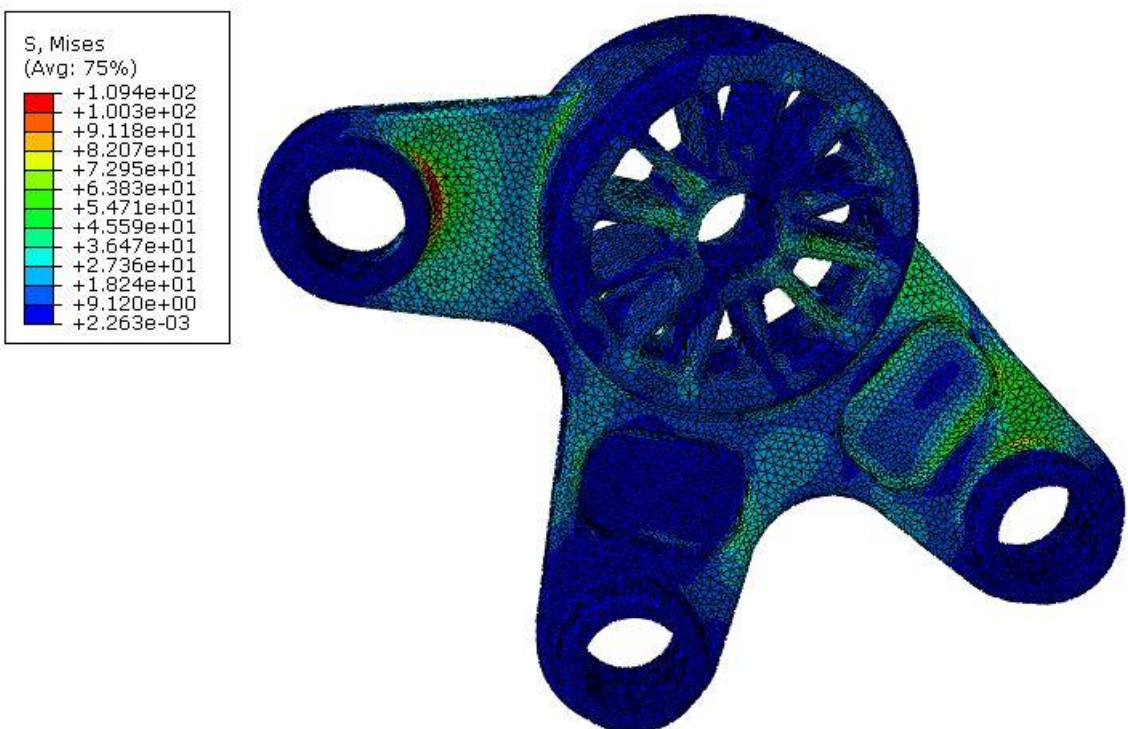
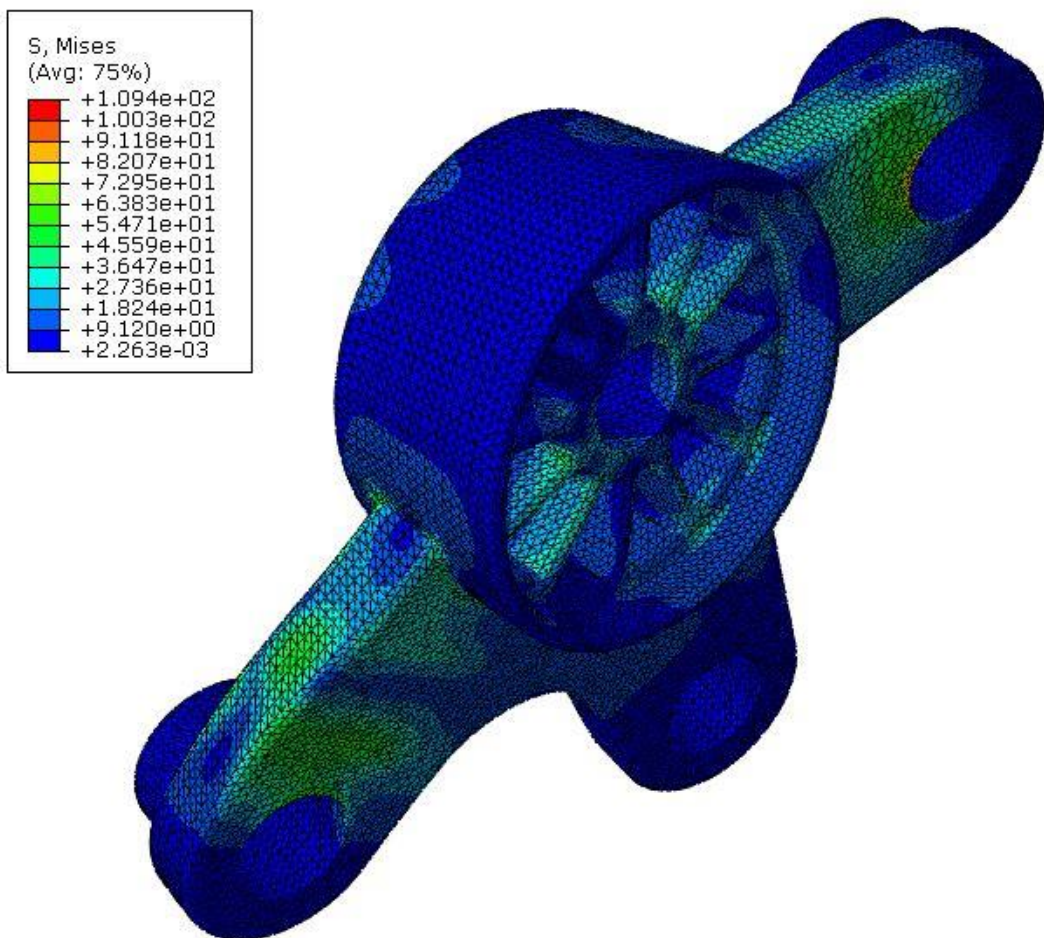
Příloha č. 5 Návrhový výkres – pravá konzola

Příloha č. 6 Návrhový výkres – levá patka

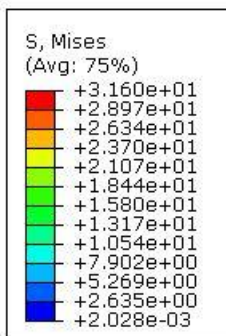
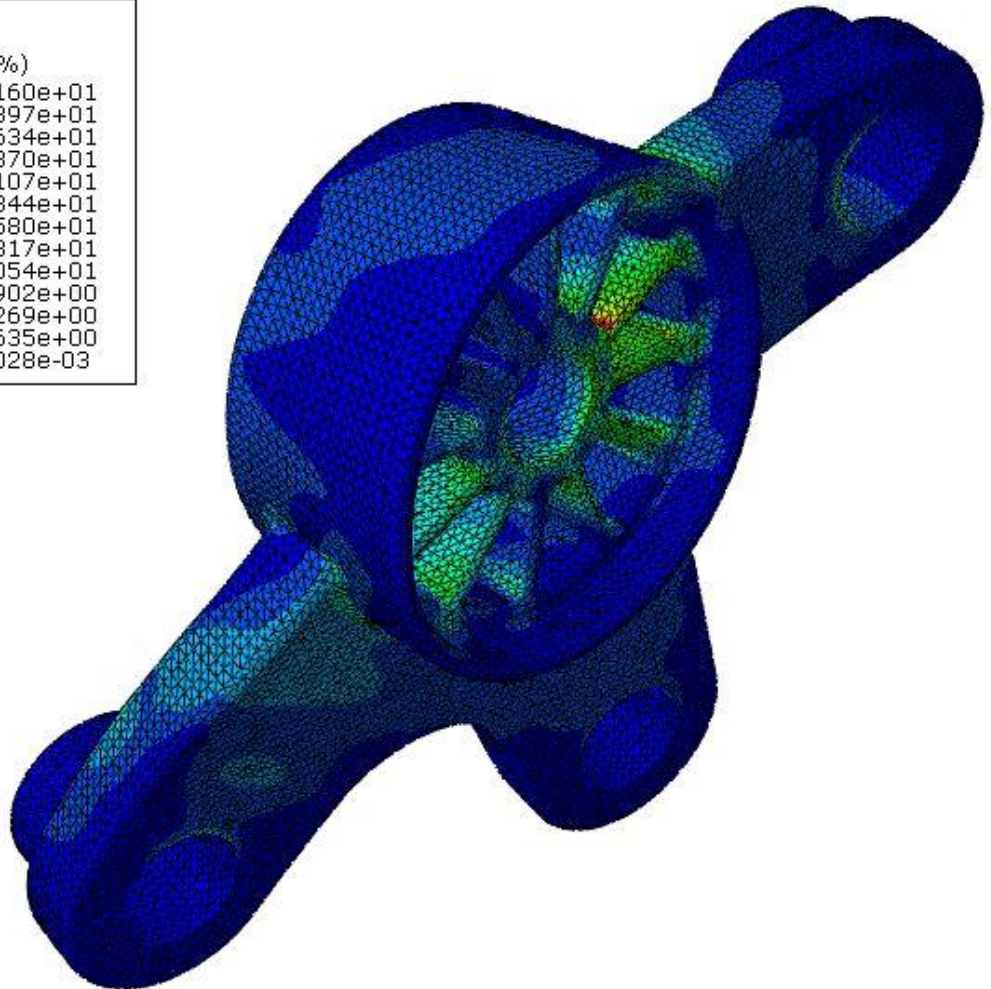
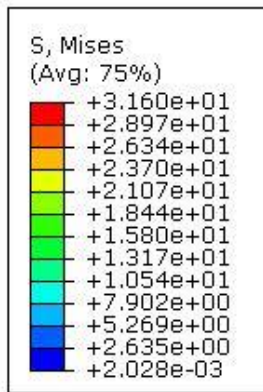
Příloha č. 7 Návrhový výkres – pravá patka

Příloha č. 1 MKP – levá konzola

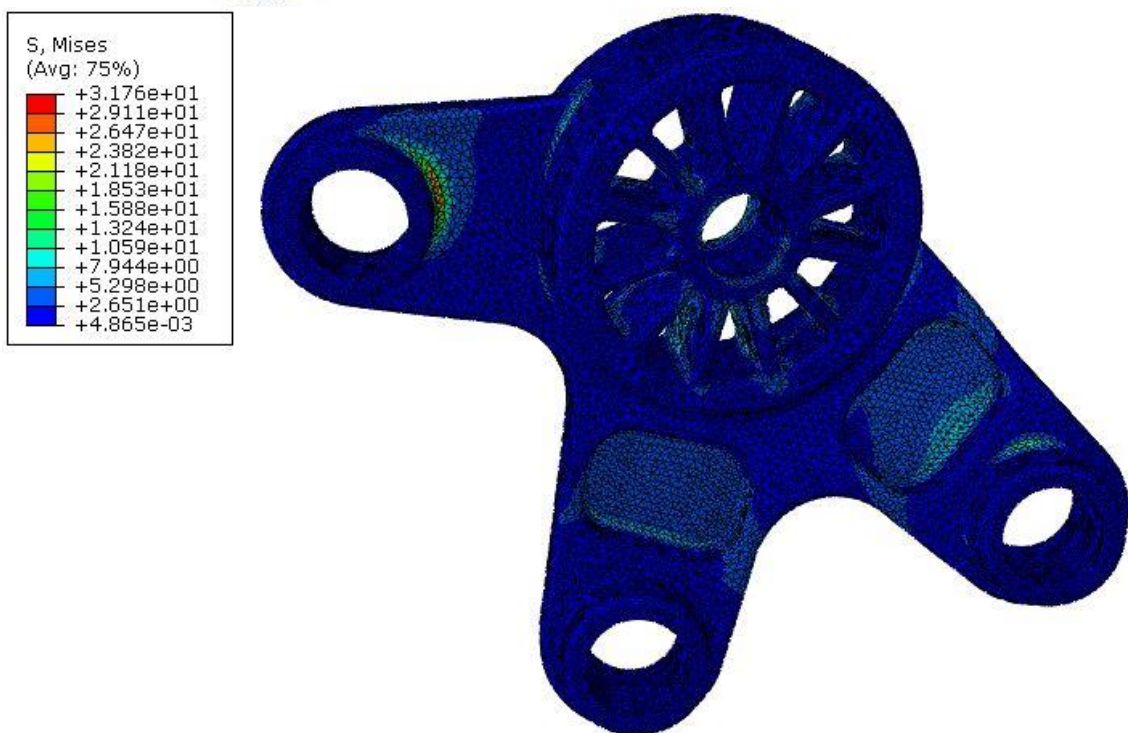
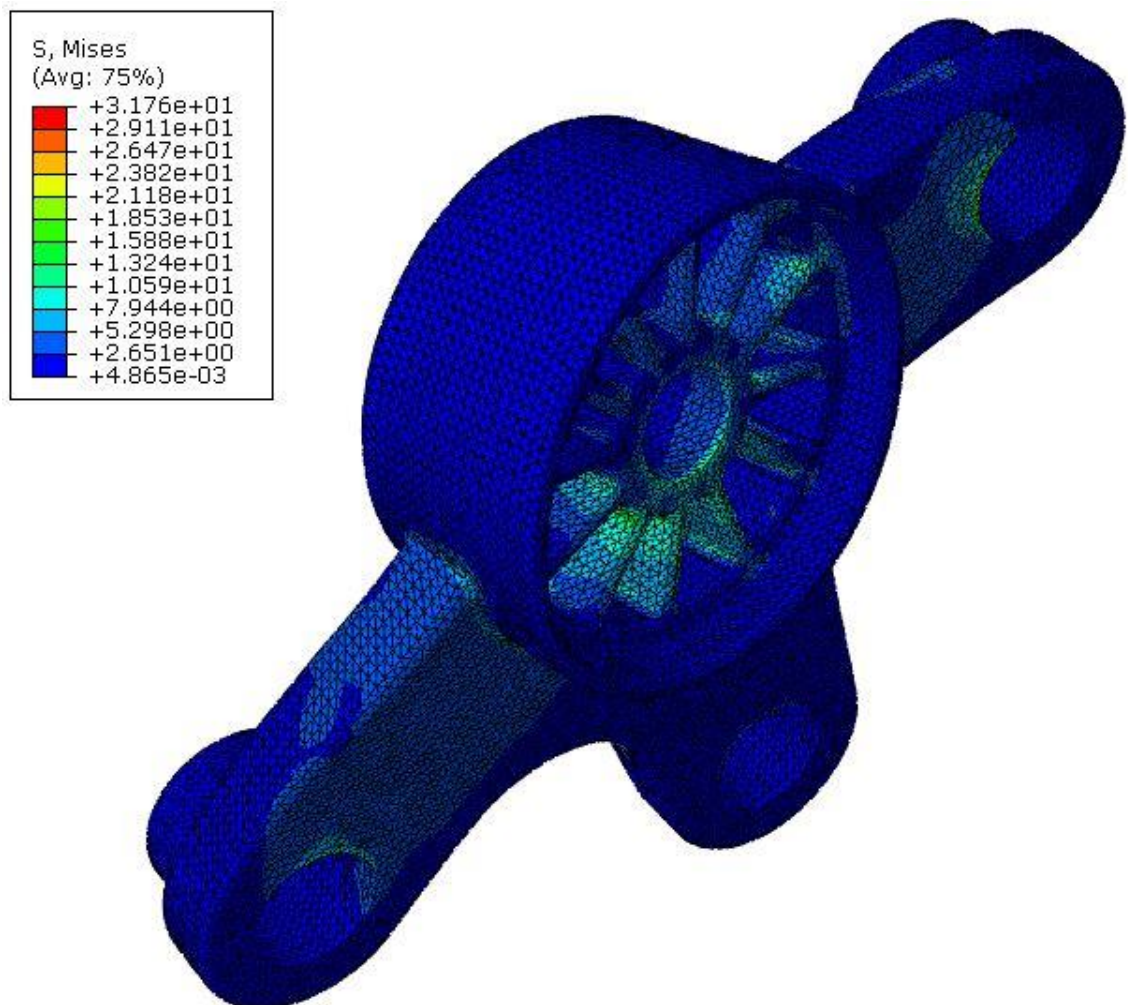
MKP – levá konzola – 1. zatížení



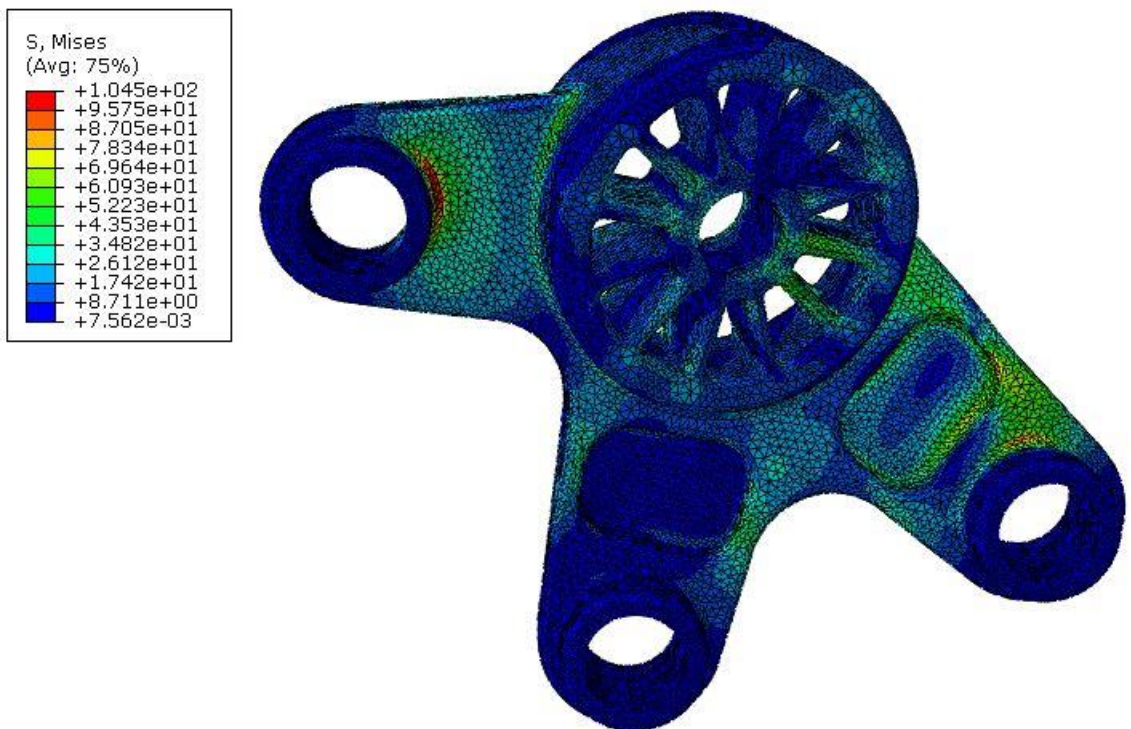
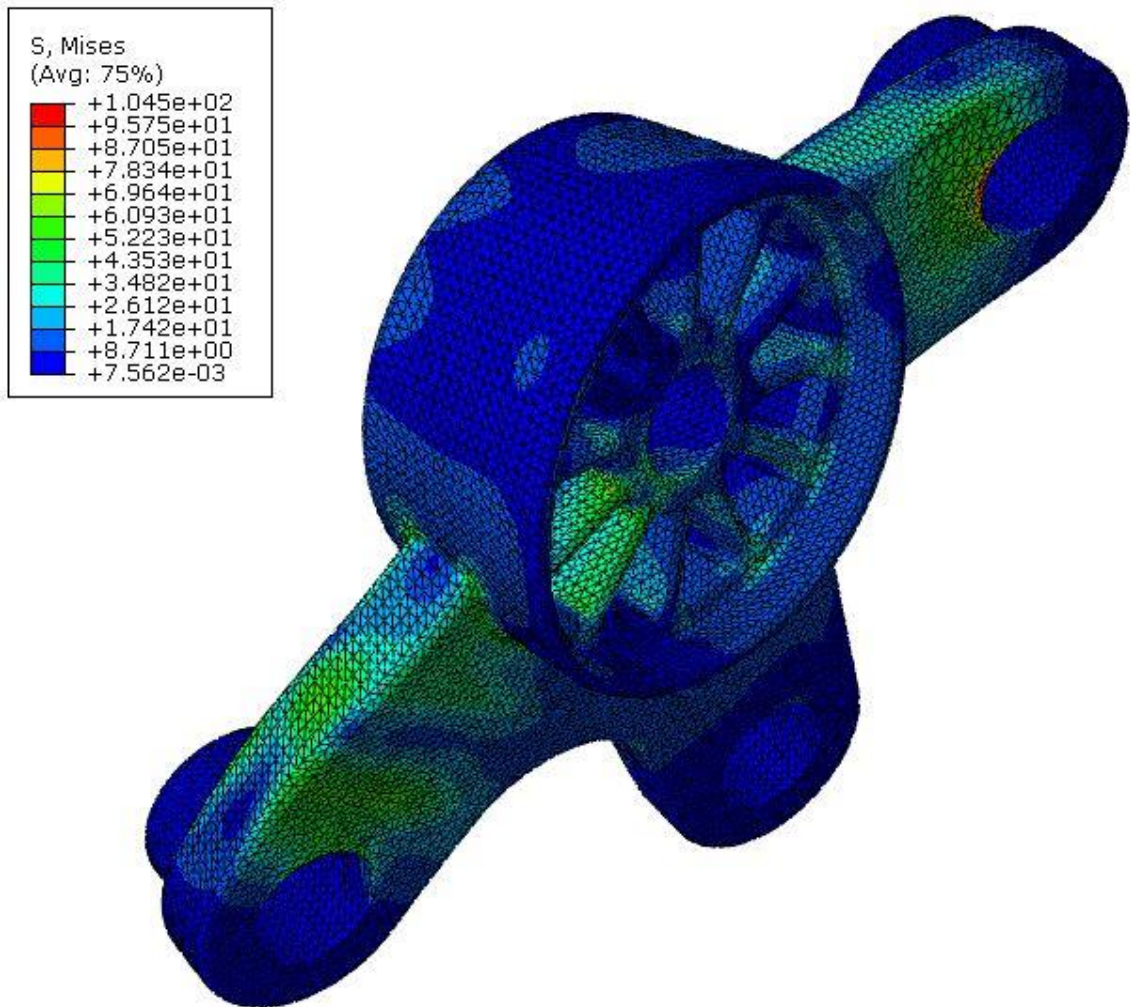
MKP – levá konzola – 2. zatížení



MKP – levá konzola – 3. zatížení

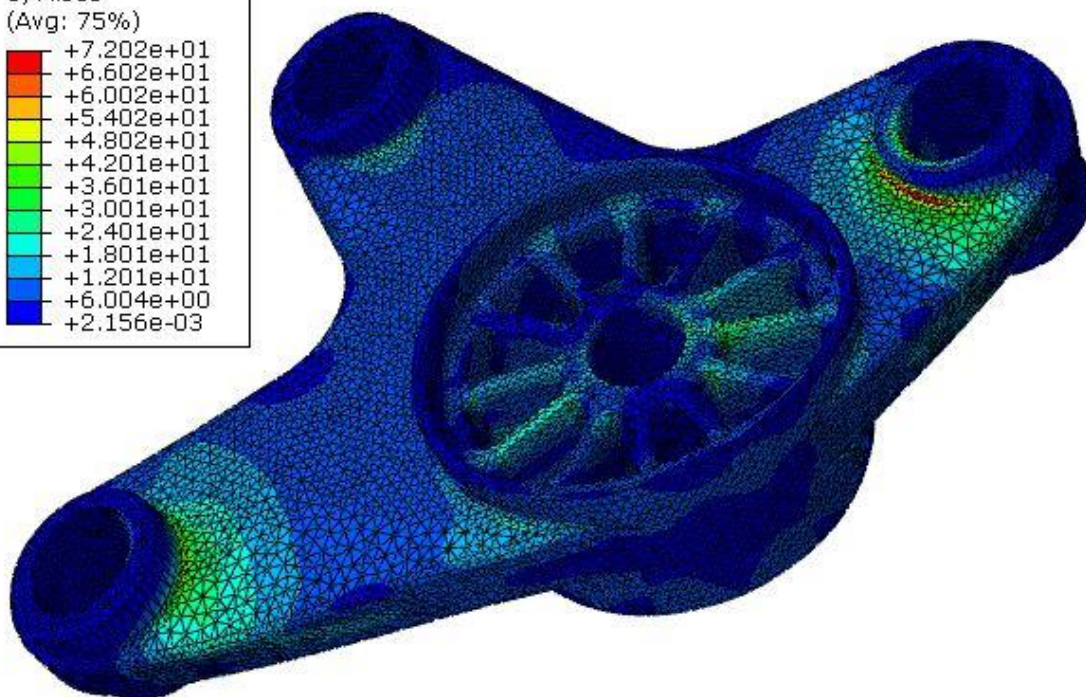
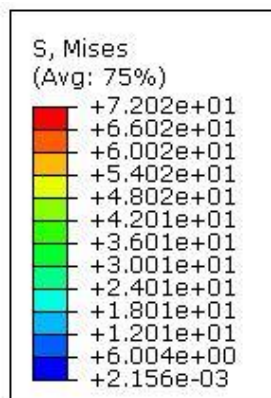
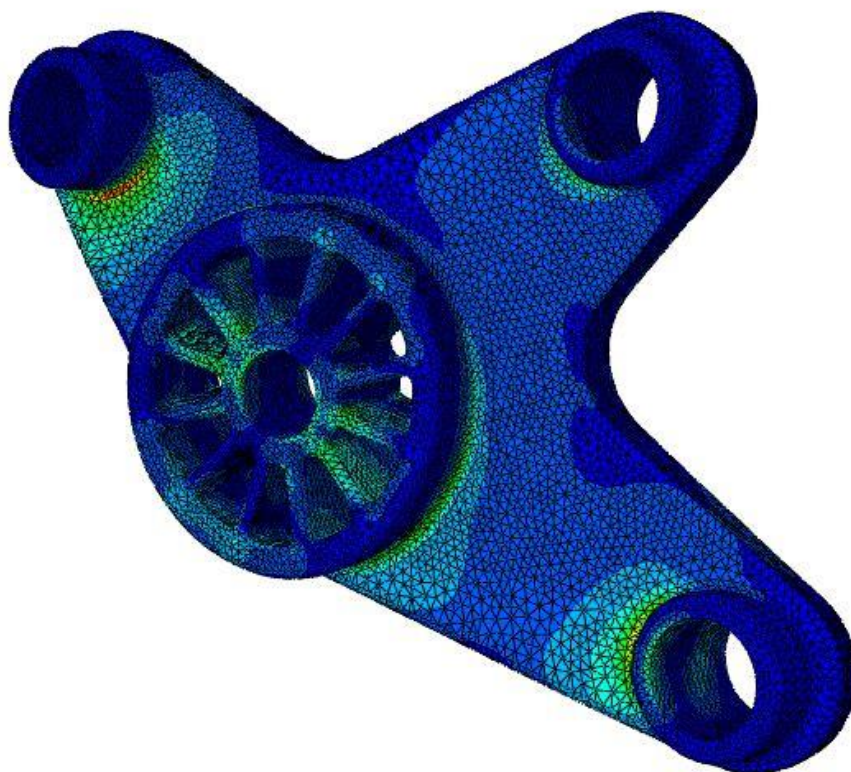
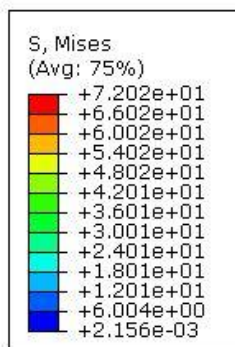


MKP – levá konzola – 4. zatížení

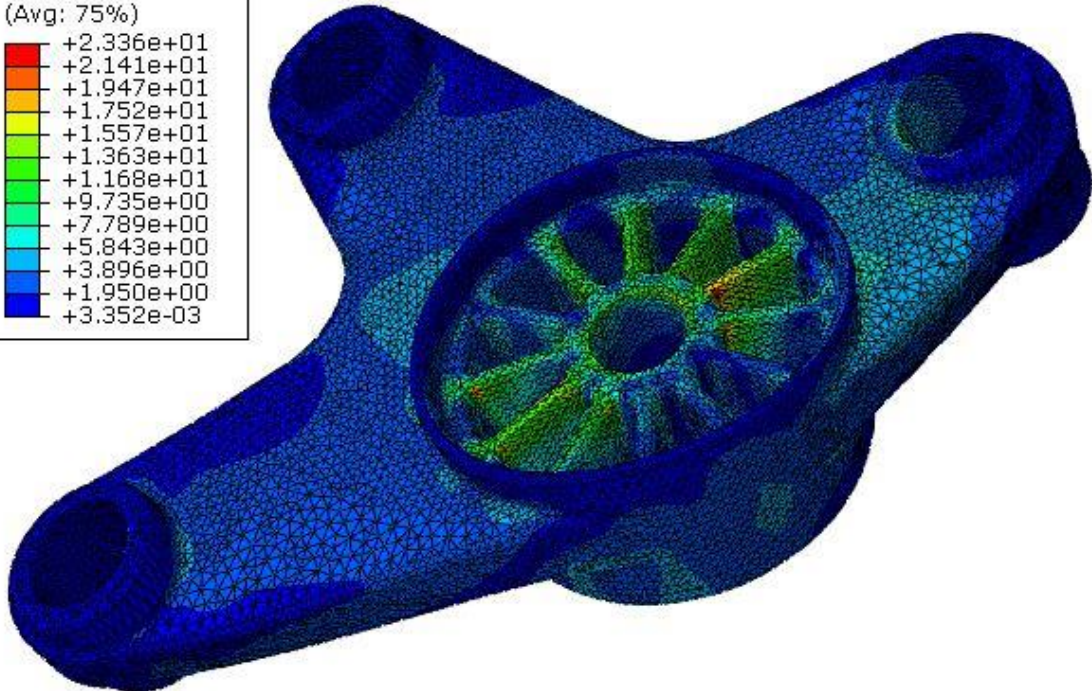
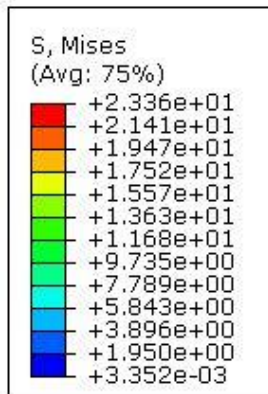
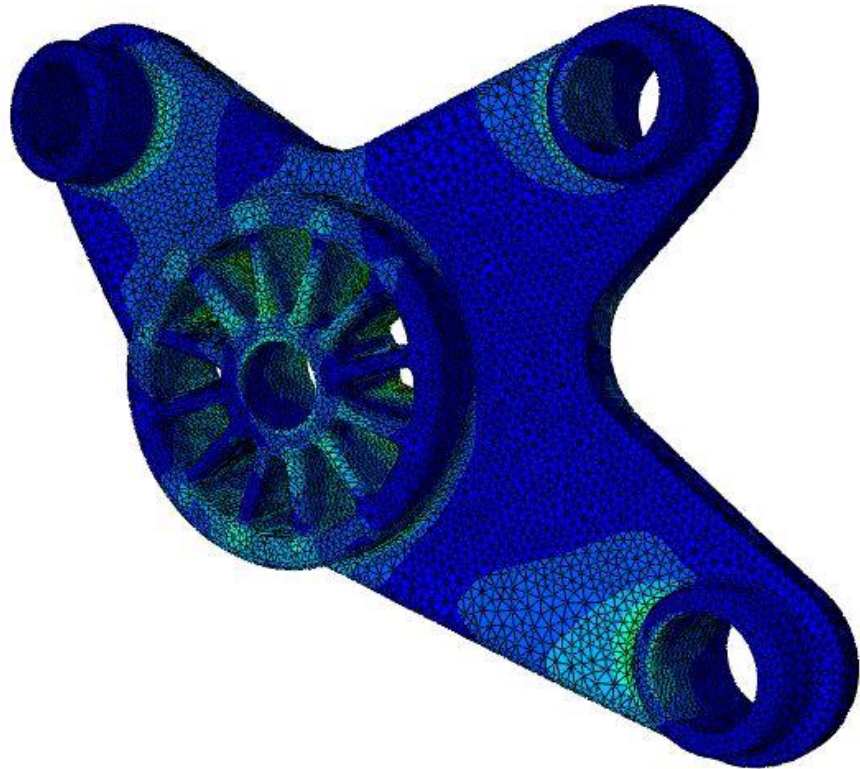
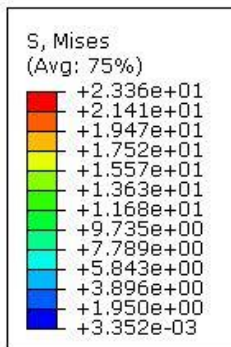


Příloha č. 2 MKP – pravá konzola

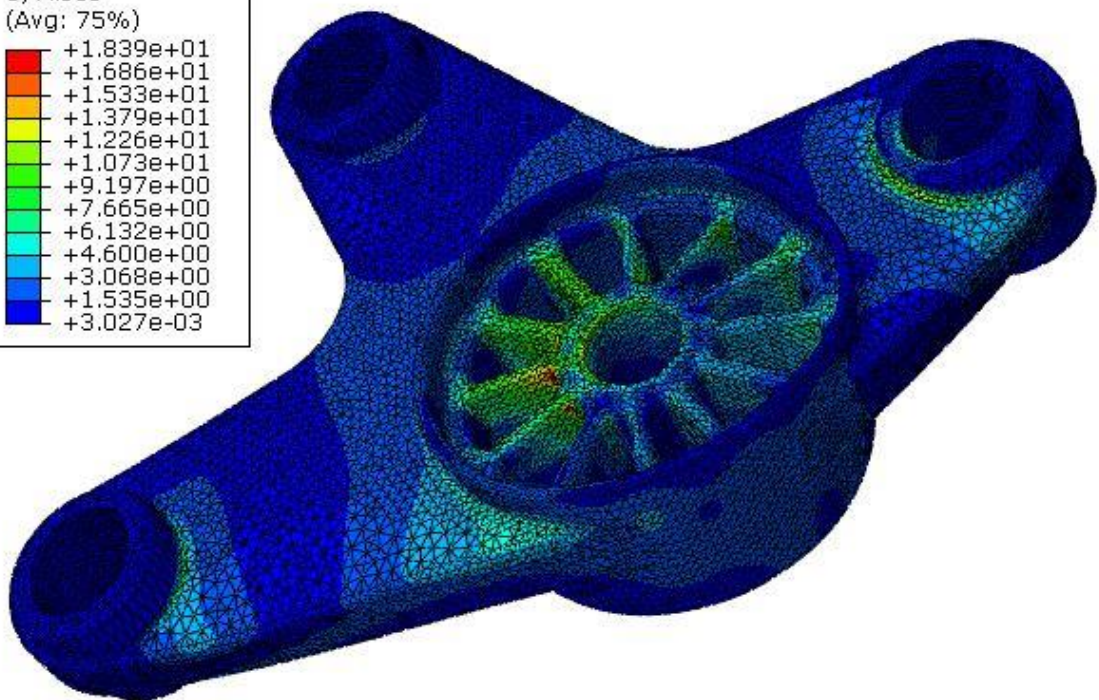
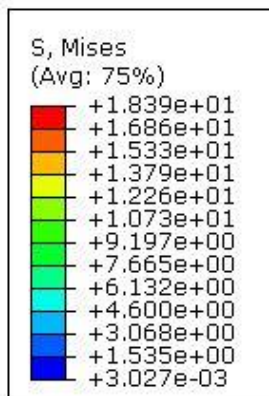
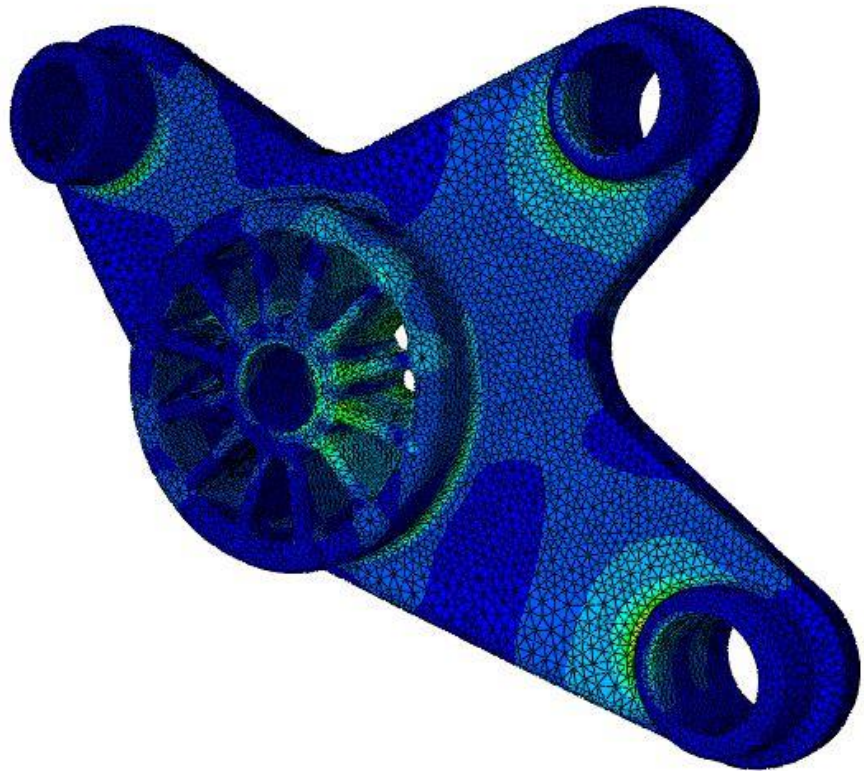
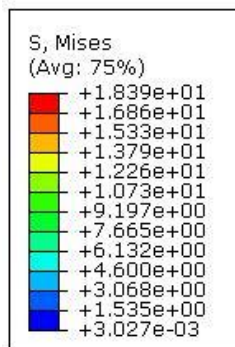
MKP – pravá konzola – 1. zatížení



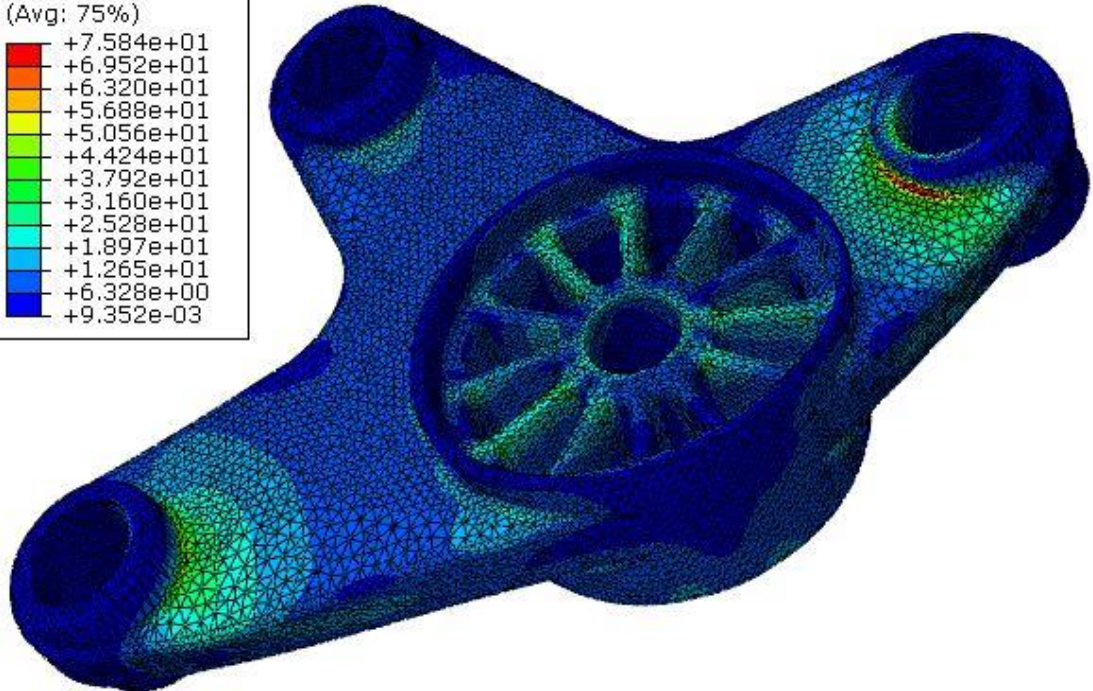
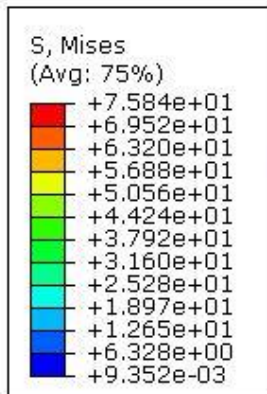
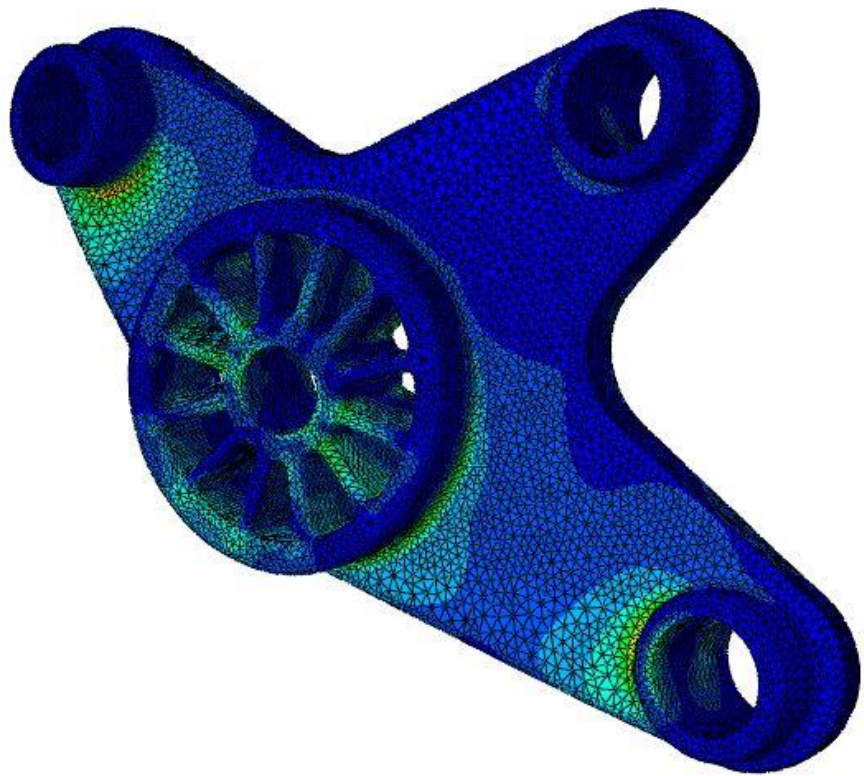
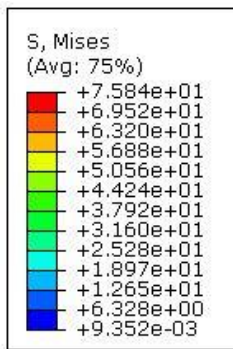
MKP – pravá konzola – 2. zatížení



MKP – pravá konzola – 3. zatížení

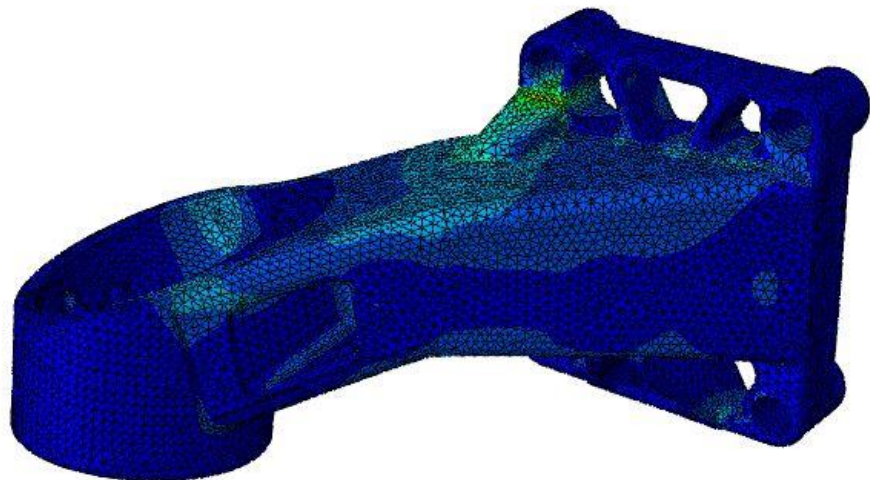
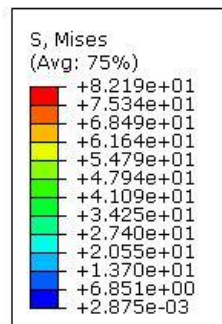
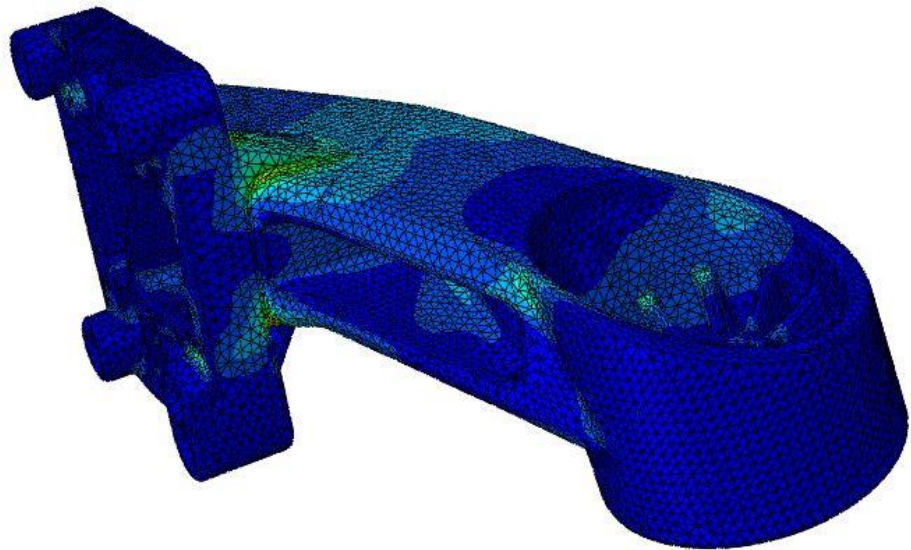
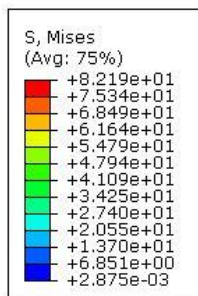


MKP – pravá konzola – 4. zatížení

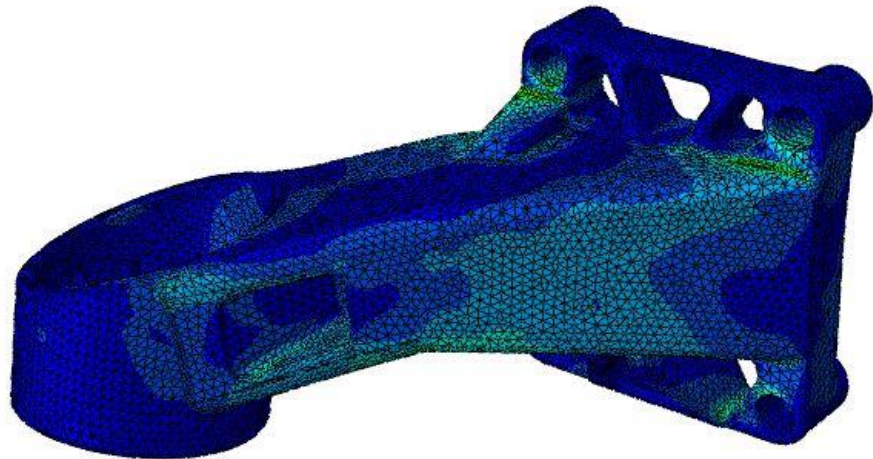
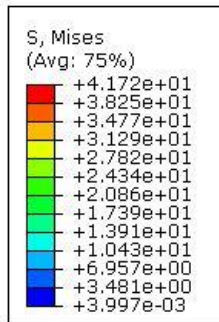
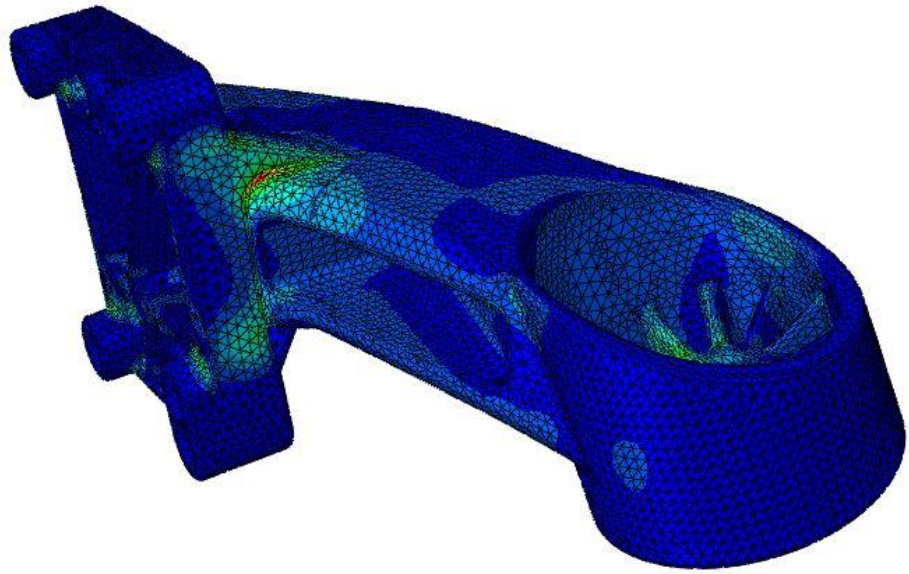
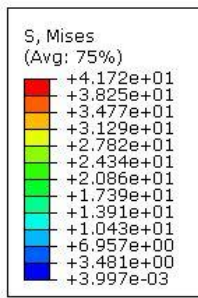


Příloha č. 3 MKP – pravá patka

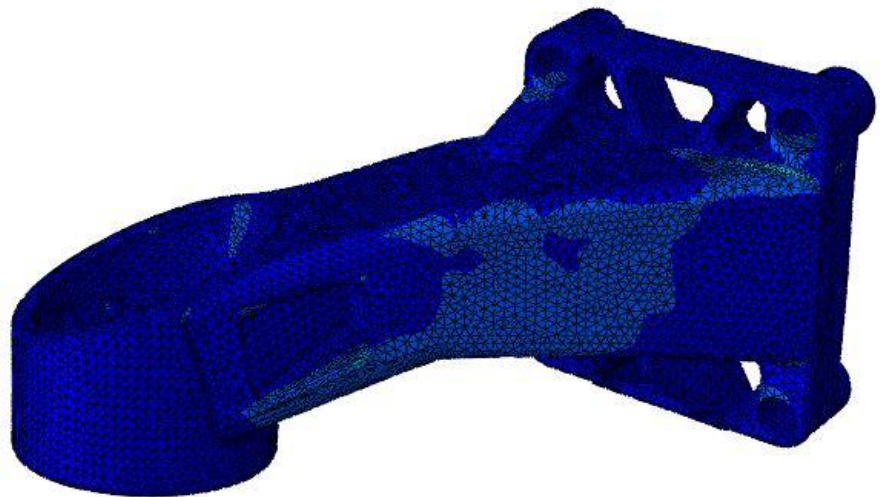
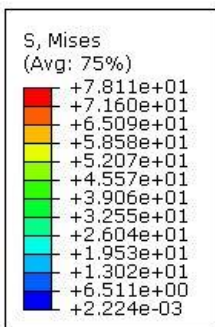
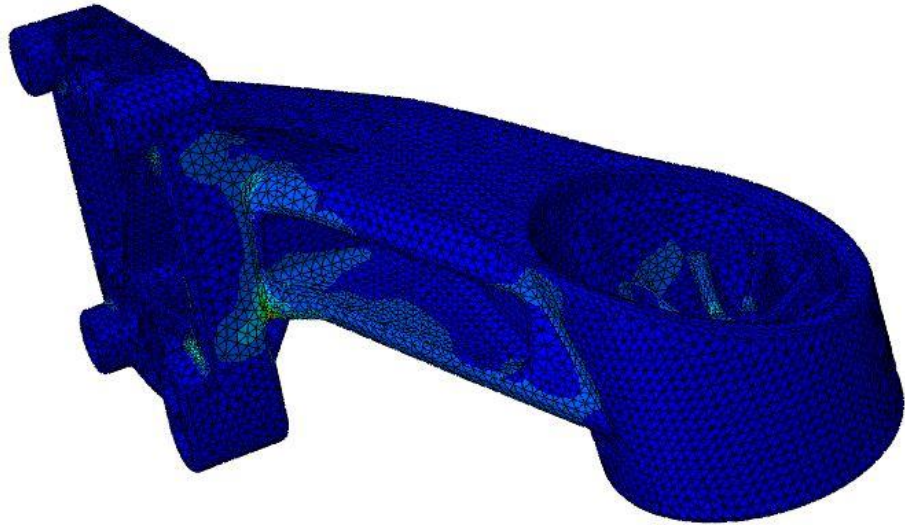
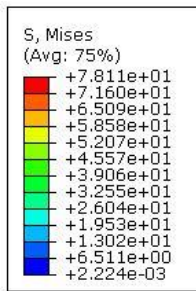
MKP – pravá patka – 1. zatížení



MKP – pravá patka – 2. zatížení



MKP – pravá patka – 3. zatížení



MKP – pravá patka – 4. zatížení

